

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ

ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΔΑΚΤΥΛΙΩΝ

ΕΜΒΟΛΟΥ ΜΕΚ ΣΕ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΜΕΡΙΚΗΣ ΛΙΠΑΝΣΗΣ

“Δακτύλιος 1^{ος} – Κατατομή καμπύλη “



Ψύλλος Γεώργιος

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των
απαιτήσεων για την απόκτηση του
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

Βόλος 2011

© 2011 Ψύλλος Γεώργιος

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων
Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν
υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202
παρ. 2).

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής [Δρ. Πανταζάρας Κωνσταντίνος](#)
(Επιβλέπων) [Διδάσκων, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,](#)
[Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας](#)

Δεύτερος Εξεταστής [Δρ. Κερμανίδης Αλέξιος](#)
[Λέκτορας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,](#)
[Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας](#)

Τρίτος Εξεταστής [Δρ. Χασίωτης Νικόλαος](#)
[Διδάσκων, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,](#)
[Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας](#)

Ευχαριστίες

Πρώτα απ' όλα, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μου, διδάσκοντα κ. Κωνσταντίνο Πανταζάρα, για την πολύτιμη βοήθεια, καθοδήγησή και για τις ώρες που αφιέρωσε κατά την διάρκεια της διπλωματικής μου. Επίσης, είμαι ευγνώμων στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μου, Λέκτορα κ. Κερμανίδη Αλέξιο και Διδάσκων Χασιώτη Νικόλαο για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μου και για τις υποδείξεις τους. Τέλος ευχαριστώ την οικογένεια μου Νίκο , Ελένη , Άρη , Γκέλυ και Χαραλάμπο .

Ψύλλος Γεώργιος

**ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΔΑΚΤΥΛΙΩΝ
ΕΜΒΟΛΟΥ ΜΕΚ ΣΕ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΜΕΡΙΚΗΣ ΛΙΠΑΝΣΗΣ
“Δακτύλιος 1^{ος} – Κατατομή καμπύλη “**

Ψύλλος Γεώργιος

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2011

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Πανταζάρας Κωνσταντίνος Διδάσκων, Τμήμα
Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται προκαταρκτική χαρτογράφηση συμπεριφοράς πειραματικού προσομοιωτή μέτρησης τριβών μεταξύ δακτυλίου-κυλίνδρου εμβόλου MEK με σκοπό την αμεσότερη και ταχύτερη αξιολόγηση των μελλοντικών πειραματικών αποτελεσμάτων . Η σύγκριση αυτή πραγματοποιείται με την βοήθεια θεωρητικού προσομοιωτικού μοντέλου για μεικτή λίπανση μεταξύ τραχειών και ανισότροπων επιφανειών για πλήρως και μερικώς λιπαινόμενο δακτύλιο εμβόλου MEK . Στη συνέχεια μία μέθοδος με πολυωνυμικές προσεγγίσεις των καμπυλών θεωρητικών αποτελεσμάτων δίνει με επιτυχία αναλυτικές καμπύλες σε ενδιάμεσες συνθήκες λειτουργίας ενώ παράλληλα γίνεται αντιστοίχιση καμπυλών πάχους λιπαντικής μεμβράνης μεταξύ πλήρως και μερικώς λιπαινόμενου δακτυλίου . Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει στόχο την υποβοήθηση μετρήσεων που πρόκειται να πραγματοποιηθούν στο άμεσο μέλλον πάνω σε πειραματικό προσομοιωτή που έχει σχεδιαστεί, κατασκευαστεί και τεθεί σε λειτουργία στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών.



Συναρμολογημένο σύνολο μονοκύλινδρου προσομοιωτή πρώτης γενιάς .

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	σελ 11
---------------	--------

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

Εισαγωγή-Θεωρητική προσομοίωση τριβολογικής συμπεριφοράς δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ-Θεωρητικό μοντέλο-Πηγαίος κώδικας

1.1 Εισαγωγή.....	σελ 18
1.2 Κατηγοριοποίηση δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ.....	σελ 18
1.3 Θεωρητικές μελέτες προσδιορισμού των δυνάμεων τριβής.....	σελ 22
1.4 Επιλογή μεθοδολογίας για την θεωρητική προσομοίωση	σελ 32
1.5 Το θεωρητικό Μοντέλο- επεξηγήσεις- λεπτομέρειες.....	σελ 42
1.6 Επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος.....	σελ 44
1.6.1 Λίπανση δακτυλίου-χιτωνίου.....	σελ 44
1.6.2 Επίδραση της μικρογεωμετρίας των επιφανειών κυλίνδρου και δακτυλίου.....	σελ 45
1.6.3 Επίδραση της ακτίνας καμπυλότητας (δακτύλιος 1 ^{ος}).....	σελ 47
1.6.4 Τραχύτητα και πάχος της λιπαντικής μεμβράνης.....	σελ 48
1.6.5 Υδροδυναμική συνιστώσα	σελ 49

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

Πειραματική προσομοίωση-Προσομοιωτές-Προβλεπόμενες μετρήσεις

2.1 Πειραματικός προσομοιωτής.....	σελ 54
2.2 Πειραματικός προσδιορισμός των τριβών δακτυλίου εμβόλου-κυλίνδρου.....	σελ 54
2.3 Σύγκριση απωλειών τριβών δακτυλίων εμβόλων διαφορετικών κινητήρων μέσα από την τιμή της P_{mf}	σελ 64
2.4 Προσομοιωτής τριβολογικής συμπεριφοράς δακτυλίου εμβόλου- κυλίνδρου.....	σελ 65
2.5 Κατάλογος Πειραμάτων που μπορούν να πραγματοποιηθούν με τον συγκεκριμένο προσομοιωτή.....	σελ 69
2.6 Διαδικασία συναρμολόγησης και δομικά χαρακτηριστικά	σελ 69
2.7 Πειραματικά αποτελέσματα.....	σελ 84

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

Θεωρητική προσομοίωση μερικώς λιπαινομένου 1^{ου} δακτυλίου- Αποτελέσματα

3.1 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για όλα τα μήκη διαβροχής	σελ 91
3.1.1 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου ($L=2\text{ mm}$)	σελ 91
3.1.2 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για 75% λιπαινόμενου δακτυλίου ($L=1,5\text{ mm}$)	σελ 101
3.1.3 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για 50% λιπαινόμενου δακτυλίου ($L=1\text{ mm}$)	σελ 105
3.1.4 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για 25% λιπαινόμενου δακτυλίου ($L=0,5\text{ mm}$)	σελ 109
3.2 Διαγράμματα δύναμης τριβής σε όλα τα μήκη διαβροχής	σελ 113
3.2.1 Διαγράμματα δύναμης τριβής για πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου ($L=2\text{mm}$)	σελ 113
3.2.2 Διαγράμματα δύναμης τριβής για 75% λιπαινόμενου δακτυλίου ($L=1,5\text{ mm}$)	σελ 123
3.2.3 Διαγράμματα δύναμης τριβής για 50% λιπαινόμενου δακτυλίου ($L=1\text{ mm}$)	σελ 127
3.2.4 Διαγράμματα δύναμης τριβής για 25% λιπαινόμενου δακτυλίου ($L=0,5\text{ mm}$)	σελ 131
3.3 Διαγράμματα δύναμης τριβής για όλες τις τιμές των στροφών του κινητήρα	σελ 135
3.4 Διαγράμματα λόγου δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για όλα τα μήκη διαβροχής	σελ 139
3.5 Διαγράμματα λόγου δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για όλες τις τιμές των στροφών του κινητήρα	σελ 141

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

Συμπεράσματα-προοπτικές-Διαγράμματα τύπου Stribeck

4.1 Συμπεράσματα-προοπτικές	σελ 146
4.2 Διαγράμματα τύπου Stribeck	σελ 150

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	σελ 155
---------------------------	---------

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ	σελ 159
--------------------------	---------

Α Αντιστοίχιση καμπυλών μερικώς λιπαινομένου δακτυλίου με καμπύλες πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου και ποσοστιαία απόκλιση αυτών .

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

Εισαγωγή-Θεωρητική προσομοίωση τριβολογικής συμπεριφοράς
δακτυλίων εμβόλων ΜΕΚ-Θεωρητικό μοντέλο-Πηγαίος κώδικας



1.1 Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία χωρίζεται σε 4 κεφάλαια.

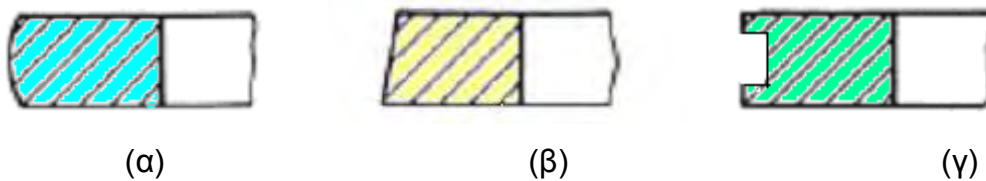
Στο 1^ο γίνεται μία περιγραφή για τα είδη δακτυλίων εμβόλων MEK που υπάρχουν , περιγράφεται επίσης και το θεωρητικό μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε για τον προσδιορισμό των δυνάμεων τριβής και του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης .

Στο 2^ο γίνεται περιγραφή του πειραματικού προσομοιωτή με του οποίου τα αποτελέσματα θα συγκριθούν αυτά της θεωρητικής προσομοίωσης .

Στο 3^ο δίνονται τα αποτελέσματα σε μορφή διαγραμμάτων για τον μερικώς λιπαινόμενο δακτύλιο.

Στο 4^ο κεφάλαιο δίνονται τα συμπεράσματα και οι μελλοντικές προοπτικές χρήσης διαγραμμάτων τύπου Stribeck για τον συντελεστή τριβής και το πάχος λιπαντικής μεμβράνης. Τέλος δίνεται η βιβλιογραφία και τα παραρτήματα .

1.2 Κατηγοριοποίηση δακτυλίων εμβόλων MEK.



Σχήμα 1.1: α) δακτύλιος πρώτος «της φωτιάς»

β) δακτύλιος δεύτερος «στεγανωτικός»

γ) δακτύλιος τρίτος «αποξεστικός»

Κατά το λεγόμενο Αμερικανικό μοντέλο, ο αριθμός των δακτυλίων εμβόλου MEK είναι 3. Οι δύο πρώτοι στην πάνω περιοχή του εμβόλου (προς

τον Θάλαμο Καύσης) είναι δακτύλιοι στεγανοποίησης και ο τρίτος (προς την ελαιολεκάνη) είναι δακτύλιος απόξεσης.

Ο πρώτος (**N^ο 1**) δακτύλιος ονομάζεται «της φωτιάς», ο δεύτερος (**N^ο 2**), ο μεσαίος, είναι ο κατ' εξοχήν «στεγανωτικός» όπως συνηθίζεται να ονομάζεται, και ο τρίτος (**N^ο 3**) καλείται «αποξεστικός» ή «του λαδιού».

Η λίπανση των δακτυλίων αυτών επιτελούμενη με την βοήθεια υγρού λιπαντικού που συγχρόνως πρέπει να ικανοποιεί και απαιτήσεις λίπανσης εδράνων (υδροδυναμικής κυρίως) καθώς και ωστηρίων – έκκεντρων(ελαστουδροδυναμικής), μπορεί να θεωρηθεί μεικτού χαρακτήρα με σημαντική συνιστώσα αυτή της μη υδροδυναμικής λίπανσης-τριβής.

Ο **πρώτος δακτύλιος «της φωτιάς»**, δέχεται κατά την φάση της εκτόνωσης εντονότερα αλλά και κατά την συμπίεση λιγότερο έντονα, την επιπρόσθετη πίεση του αερίου μίγματος που προστίθεται στην ελαστική του πίεση.

Έτσι, το φορτίο επαφής του μεταβάλλεται σημαντικά μέσα στον θερμοδυναμικό κύκλο, γεγονός που εμφανίζεται πολύ πιο υποβαθμισμένης σημασίας στον δεύτερο δακτύλιο (έως και αμελητέο, αν και υπαρκτό λόγω blow by εισχώρησης δηλαδή αέριων προϊόντων καύσης στην περιοχή μεταξύ 1^{ου} και 2^{ου} δακτυλίου).

Ο δακτύλιος της φωτιάς είναι ο μόνος που παρουσιάζεται με κατατομή που εμφανίζει συγκλίνουσα και αποκλίνουσα περιοχή, με αποτέλεσμα να δύναται να παραλάβει υδροδυναμικό φορτίο, δηλαδή να λιπανθεί υδροδυναμικά, υπό την προϋπόθεση ότι του παρέχεται η απαιτούμενη ποσότητα λιπαντικού και κατά τις δύο φάσεις κίνησης (ανόδου και καθόδου), από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ) και αντίστροφα. Κατά τους χρόνους εξαγωγής και εισαγωγής μίγματος στον κύλινδρο ΜΕΚ, ο δακτύλιος αυτός λόγω της μορφής του και του μειωμένου φορτίου επαφής παρουσιάζει, αν και μερικά λιπαινόμενος, τις περισσότερες πιθανότητες υδροδυναμικής λίπανσης.

Ειδικότερα σ' ότι αφορά σε κινητήρες βενζίνης, κυβισμού από 277-541 cm³/κύλινδρο, οι δακτύλιοι της φωτιάς έχουν πλάτος της τάξης του mm (πχ 1.75 mm), με τάση μείωσής του, ώστε να μειωθεί και το επιπρόσθετο φορτίο λόγω πίεσης αερίων.

Η κατατομή (profil) τους, κατασκευαστικά επιτυγχάνεται με αρχικές ακτίνες καμπυλότητας της τάξης μερικών δεκάδων χιλιοστών (πχ 20-50 mm).

Η ακτίνα καμπυλότητας αυτή αυξάνεται με την φθορά κατά τον χρόνο λειτουργίας και έχει σαν αποτέλεσμα η φθαρμένη διατομή του δακτυλίου να εμφανίζεται τελικά περίπου επίπεδη.

Η ελαστική πίεση που οι κατασκευαστές συνήθως προτείνουν κυμαίνεται από 0.50 έως $2.0 \cdot 10^5$ Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500–6000 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPa.s (15W40-130° C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση από 4-9 μm σε συνθήκες επαρκούς λίπανσης.

Αντίστοιχες τιμές για κινητήρα Diesel, το έμβολο του οποίου έχει 4 δακτύλιους δίνονται για αρχικό στάδιο φθοράς, 3-6 μm, για μεμονωμένο δακτύλιο, ενώ η εκτίμηση του πάχους μεμβράνης λιπαντικού κατά την λειτουργία συστοιχίας πέφτει στην τιμή 0.25 – 0.80 μm και ακόμη περισσότερο με τη φθορά μετά από 120 – 630 h λειτουργίας.

Ο δακτύλιος της φωτιάς γενικά λόγω της κατατομής του δύναται να λειτουργεί ακόμη και όταν το έμβολο περιστρέφεται ελαφρά κατά την διαδρομή του. Η απουσία ακμών απομακρύνει την πιθανότητα διακοπής της λιπαντικής μεμβράνης και η μικρή επιφάνεια επαφής του με τον κύλινδρο λόγω της σχεδόν γραμμικής επαφής, μειώνει την περίοδο «του στρωσίματος» του κινητήρα.

Δακτύλιοι της φωτιάς κυκλοφορούν στο εμπόριο κατασκευασμένοι από χυτοσίδηρο σφαιροειδούς γραφίτη ή/και επενδυμένοι περιφερειακά με μολυβδαίνιο, φωσφατωμένοι ή ακόμη και επιχρωμιωμένοι.

Για τους επιχρωμιωμένους βαρελοειδούς κατατομής, ενδείκνυται κατ' αρχάς η δημιουργία εσωτερικού στρώματος από σκληρό χρώμιο, πάχους 60-90 μm, ενώ ένα εξωτερικό στρώμα πάχους 40-60 μm από πορώδες χρώμιο δίνει το τελικό επιθυμητό προφίλ στον δακτύλιο. Έντονες κοιλάδες που παρατηρούνται στην μικροτοπογραφία είναι πόροι/συνέπειες της κατεργασίας του.

Ο **δεύτερος δακτύλιος** συνήθως είναι κόλouro-κωνικής φυσιογνωμίας με διατομή ορθογωνίου τραπεζίου, πλάτους περίπου 2 mm, με κωνικότητα που χαρακτηρίζεται από περίπου 35 μm ακτινική απόσταση ακμών.

Η αιχμηρή περιοχή του είναι τοποθετημένη-στραμμένη προς το κάτω νεκρό σημείο με στόχο την αποφυγή υδροδυναμικού σφήνα κατά την κάθοδο του εμβόλου από ΑΝΣ σε ΚΝΣ και παράλληλα την επίτευξη στράγγισης του λιπαντικού. Η ελαστική πίεση που ενδείκνυται είναι περίπου $2.0 \cdot 10^5$ Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500 – 4500 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPas (15W40-130° C), μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση για την άνοδο από 8-13 μm . και για την κάθοδο σταθερό πάχος 2 μm .

Αντίστοιχες τιμές για κινητήρα Diesel, το έμβολο του οποίου έχει 4 δακτυλίους δίνονται για αρχικό στάδιο φθοράς, κατά την άνοδο 6.5 μm και για την κάθοδο (σταθερό πάχος) 1 μm για μεμονωμένο δακτύλιο, ενώ η εκτίμηση του πάχους μεμβράνης λιπαντικού κατά την λειτουργία συστοιχίας πέφτει στην τιμή 0.80 μm και ακόμη περισσότερο με τη φθορά μετά από 120 – 630 h λειτουργίας.

Δακτύλιοι αυτού του τύπου γενικά κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο ή χάλυβα, υφίστανται επιφανειακή κατεργασία ή επικάλυψη κατά την περιφέρεια και σπανιότερα στην επίπεδες επιφάνειές τους για αύξηση της αντίστασής τους σε φθορά.

Ο δακτύλιος στεγάνωσης θεωρείται επίσης ότι μειώνει την περίοδο στρωσίματος λόγω της εξ αρχής γραμμικής του επαφής με τον κύλινδρο και ότι δρα συμπληρωματικά με τον τρίτο δακτύλιο (του λαδιού) στον έλεγχο κατανάλωσης λιπαντικού.

Ο **τρίτος δακτύλιος** είναι σχεδόν αδύνατο να λειτουργήσει κάτω από συνθήκες υδροδυναμικής λίπανσης, εκτός των περιπτώσεων παρέκκλισης από την ονομαστική του γεωμετρία επαφής λόγω φθοράς ή παραμορφώσεων.

Γενικά, η υψηλή τιμή της πίεσης επαφής του δεν είναι δυνατό να αντισταθμισθεί από υδροδυναμικό μηχανισμό ώστε να αποκολληθεί ο δακτύλιος αυτός από τον κύλινδρο, αν και είναι ο μόνος που του παρέχεται λιπαντικό σε αφθονία.

Συνήθως εμφανίζει δύο χείλη πλάτους δέκατων χιλιοστού πχ 0.2-0.4mm, συνολικό πλάτος περίπου 4.5mm και ελαστική πίεση 7.8×10^5 Pa. Θεωρητικό προσομοιωτικό μοντέλο δίδει για περιστροφή στροφαλοφόρου από 1500 – 6000 rpm και λιπαντικό ιξώδους 7.4 mPas (15W40-130° C),

μέγιστο πάχος απαιτούμενης λιπαντικής μεμβράνης κατά την παλινδρόμηση της τάξης των 3 μm .

Η μεγάλη τιμή της ελαστικής πίεσης στον 3^ο δακτύλιο επιτυγχάνεται με εσωτερικό ελατηριωτό εκτατήρα. Τέτοιου τύπου εκτατήρες χρησιμοποιούνται και για τους άλλους δακτυλίους σε περιπτώσεις πολύ φθαρμένων κυλίνδρων (έως 0.50mm φθορά στην διάμετρό τους) προς αποφυγή ανεπιθύμητων συμβάντων (διαρροή λιπαντικού, υπερβολική κατανάλωση λιπαντικού, αύξηση blow by) χωρίς να είναι και η βέλτιστη ενδεδειγμένη λύση από την άποψη τριβής-φθοράς.

1.3 Θεωρητικές μελέτες προσδιορισμού των δυνάμεων τριβής

Η βασική μεθοδολογία στην πλειονότητα των θεωρητικών μοντέλων βασίζεται στην υδροδυναμική λίπανση. Σύγκριση της τιμής του συντελεστή τριβής του συγκεκριμένου συνόλου με αυτή των υδροδυναμικών εγκάρσιων εδράνων, δίνει τιμές περίπου πενήντα φορές μεγαλύτερες στο υπό μελέτη σύνολο.

Για το θεωρητικό μοντέλο που σχετίζεται με τον υπολογισμό της δύναμης τριβής του δακτυλίου, όπως προαναφέρθηκε, οι προαναφερθείσες δέχονται υδροδυναμική λίπανση για τον δακτύλιο του εμβόλου.

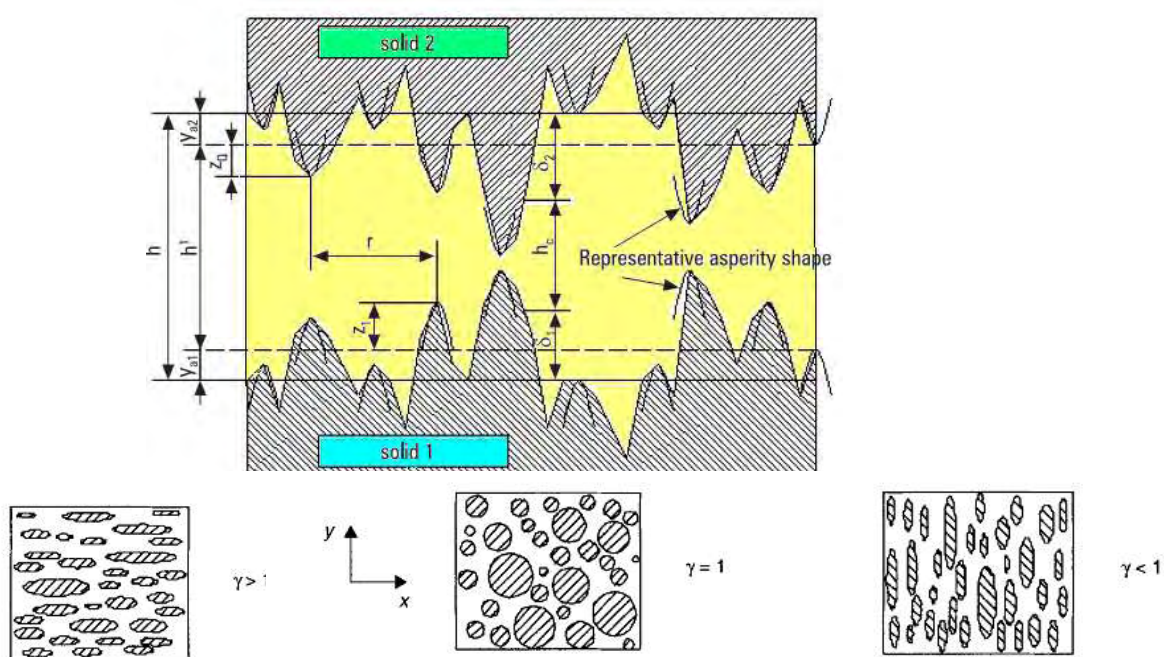
Οι διαφορές τους οφείλονται σε μεγάλο μέρος στη εξίσωση του Reynolds που επιλύουν (γεωμετρία δύο διαστάσεων – τριών διαστάσεων) με ή χωρίς τραχύτητα των λιπανόμενων επιφανειών, στις συνοριακές συνθήκες που λαμβάνονται υπόψη καθώς και στη μέθοδο επίλυσης του προβλήματος που απαιτεί κυρίως μεθόδους πεπερασμένων στοιχείων ή πεπερασμένων διαφορών (FEM ή FDM).

Μία βελτιστοποίηση της κατατομής των δακτυλίων κυρίως του πρώτου (της φωτιάς) δίνει μία κατατομή που παρουσιάζει ακτίνα καμπυλότητας, ενώ είναι αποδεκτές ελάχιστες τιμές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης της τάξεως των 0,1 μm .

Κατά τη δεκαετία του 1980 μέχρι τις μέρες μας αναπτύσσονται θεωρητικά μοντέλα που βασίζονται κυρίως στη μελέτη όπου γίνεται συνδυασμός δύο

θεωριών για τον λεπτομερέστερο προσδιορισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών κατά τη λειτουργία του συνόλου.

Έτσι, αφενός γίνεται χρήση μιας εξίσωσης του Reynolds στην οποία λαμβάνονται υπόψη μεγέθη της λιπαντικής μεμβράνης με στοχαστικό χαρακτήρα (**Patir και Cheng**), καθώς και ενός μοντέλου τραχύτητας που προτάθηκε από τους (**Greenwood και Trip**) .

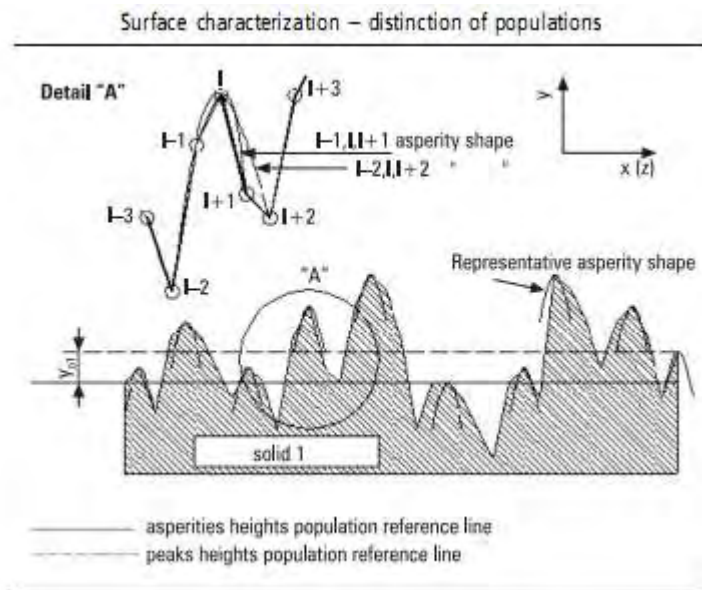


Σχήμα 1.2 Το μοντέλο των λοφίσκων τραχύτητας και τα χαρακτηριστικά ανισοτροπίας που ελήφθησαν σε συνδυασμό κατά την ανάπτυξη του υπολογιστικού κώδικα. γ : βαθμός ή δείκτης ανισοτροπίας τραχύτητας

$\gamma < 1$ εγκάρσια ανισοτροπία

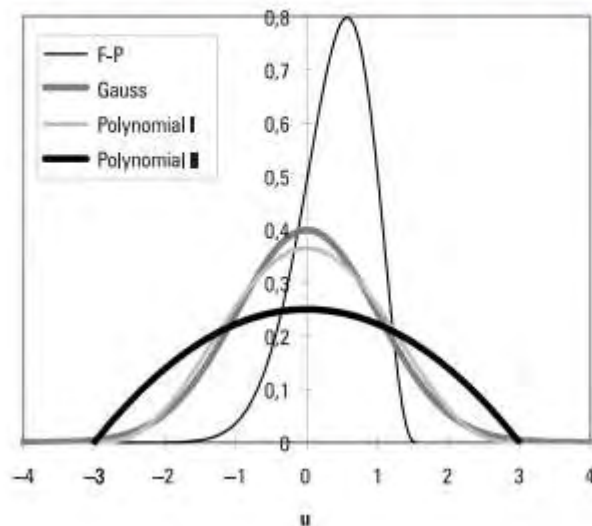
$\gamma > 1$ διαμήκης ανισοτροπία

$\gamma = 1$ ισότροπη επιφάνεια



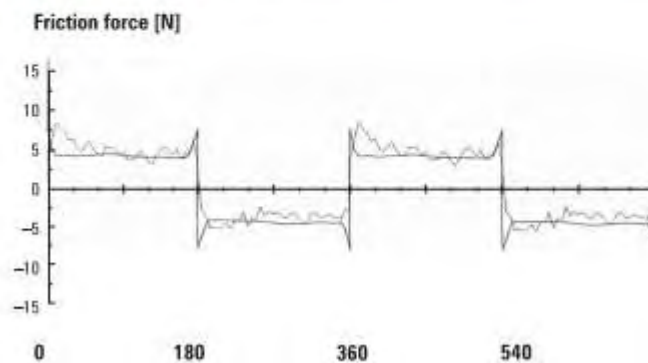
Σχήμα 1.3 Το μοντέλο των λοφίσκων ταχύτητας και τα χαρακτηριστικά των κορυφών των λόφων που ελήφθησαν σε συνδυασμό κατά την ανάπτυξη του υπολογιστικού κώδικα.

Comparison between standardized probability density functions proposed for surface asperities heights or peaks heights distribution and a representative worn liner Fisher-Pearson peaks heights distribution curve



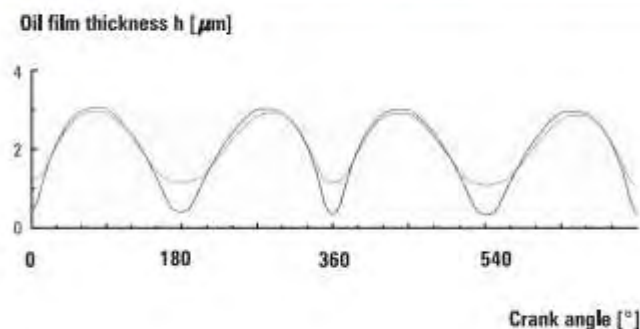
Σχήμα 1.4 Κατανομές που χρησιμοποιούνται σε θεωρητικά προσομοιωτικά μοντέλα για σύγχρονους ισχυρούς υπολογιστικούς κώδικες.

Measured and calculated via real wornliner roughness integral functions piston ring-liner friction force $L = 1.75\text{mm}$, $R = 18.00\text{mm}$ (unloaded conditions) $\sigma_{p01} = 0.62\mu\text{m}$, $\sigma_{p41} = 0.40\mu\text{m}$, $\gamma_1 = 0.60$, $N = 510\text{rpm}$, $n = 0.020\text{Pa.s}$



Σχήμα 1.5 Θεωρητικό και πειραματικό διάγραμμα μεταβολής δύναμης τριβής πρώτου δακτυλίου.

Calculated piston ring-liner minimum film thickness $L = 1.75\text{mm}$, $R = 18.00\text{mm}$ (unloaded conditions) $N = 510\text{rpm}$, $n = 0.020\text{Pa.s}$



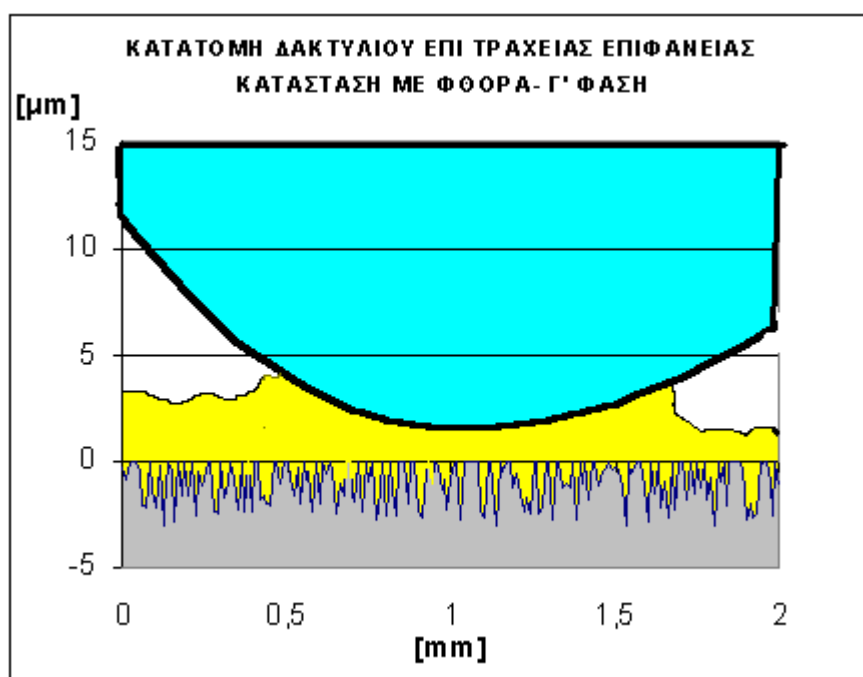
Σχήμα 1.6 Θεωρητικό διάγραμμα μεταβολής ελάχιστου πάχους λιπαντικής μεμβράνης πρώτου δακτυλίου για διαφορετικές φάσεις φθοράς της επιφάνειας του κυλίνδρου

Στη διεπιφάνεια μεταξύ τεμαχίων μηχανολογικής χρήσης, ως προς την τριβολογική τους συμπεριφορά πρωταγωνιστικό ρόλο αφενός το υλικό (μέτρο ελαστικότητας, λόγος του Poisson, σκληρότητα), αφετέρου χαρακτηριστικά της μικρογεωμετρίας των μικροεπιφανειών που κατά κανόνα συμπεριλαμβάνονται μέσα στις τυποποιημένες τιμές που δίνονται από τα λογισμικά τραχυμέτρησης.

Στα σύγχρονα μοντέλα με τα οποία υπολογίζονται φορτία και ρεαλιστικές επιφάνειες επαφής βασίζονται κατά κανόνα στην υπόθεση μιας κανονικής κατανομής για την αρχική κατάσταση φθοράς όπως και για την τελική, με ίσως μοναδική διόρθωση την διαφοροποίηση- μείωση του εύρους για την κανονική κατανομή φθαρμένης επιφάνειας.

Τα δυο θεωρητικά μοντέλα **Patir-Cheng & Greenwood-Tripp** απαιτούν πρόσθετες, γενικά μη τυποποιημένες παραμέτρους των κατανομών. Έτσι γίνεται διάκριση μεταξύ των πληθυσμών των υψόμετρων όλων των σημείων του προφίλ-κατατομής (τραχυμέτρηση) και υψόμετρων των κορυφών των λόφων και αφετέρου λεπτομερής αποκωδικοποίηση της επίδρασης της καμπυλότητας στην κορυφή του λοφίσκου.

Η τεκμηρίωση των συμπερασμάτων και προτάσεων που έπονται γίνεται όπως έχει ήδη προαναφερθεί με βάση υπολογιστικό κώδικα που αναπτύσσεται συνεχώς και εξελίσσεται στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του πανεπιστημίου Θεσσαλίας .



Σχήμα 1.7 Λεπτομέρεια επιφάνειας επαφής 1^{ου} δακτυλίου και κυλίνδρου ΜΕΚ. Κατατομή δακτυλίου καμπύλη (συγκλίνουσα + αποκλίνουσα περιοχή) , επιφάνεια κυλίνδρου τραχεία .

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται χαρακτηριστικές παράμετροι τραχύτητας, οι οποίες οφείλουν να λαμβάνονται υπόψη για το θεωρητικό μοντέλο.

Οι παράμετροι αυτοί είναι :

Η **μέση ακτίνα καμπυλότητας** των κορυφών των λοφίσκων, η οποία θεωρείται ότι αντιπροσωπεύει κάθε λοφίσκο τα υψόμετρα, του οποίου και μόνο, μεταβάλλονται πάνω στην επιφάνεια $\Delta x \Delta y$.

Η **συνεχής καμπύλη της κατανομής** των προαναφερθέντων υψόμετρων κορυφών λόφων καθώς και

Η αντίστοιχη **καμπύλη κατανομής** όλων των υψόμετρων των σημείων του προφίλ της τραχείας επιφάνειας.

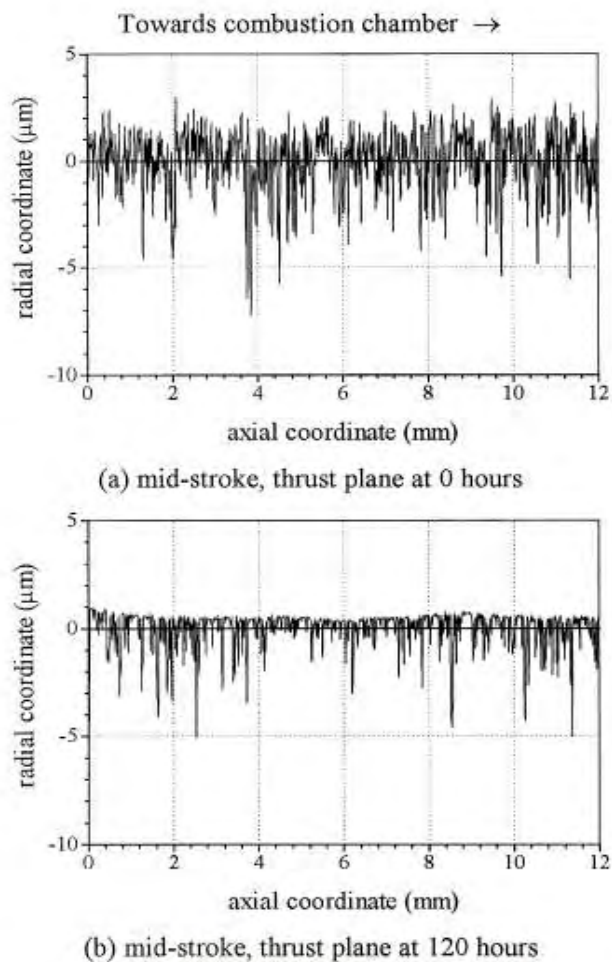
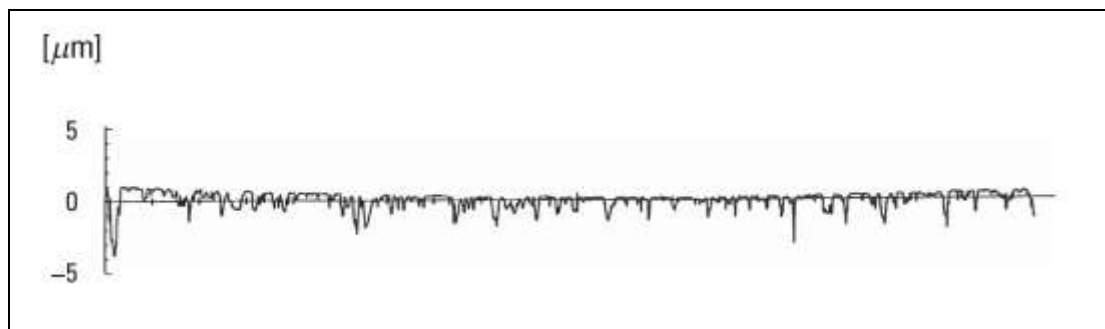


Fig. 7. Cylinder wall topography variation [21].

Σχήμα 1.8 Αντίγραφα αποτελεσμάτων τραχυμέτρησης (βιβλιογραφία) για επιφάνεια κυλίνδρου πριν τη χρήση (a) (0 ώρες λειτουργίας) και μετά (b) (120 ώρες λειτουργίας) στο μέσο της διαδρομής του εμβόλου.



Σχήμα 1.9 Συνθετική τραχύτητα (προσομοίωση) που λαμβάνεται υπόψη στον υπολογιστικό κώδικα.

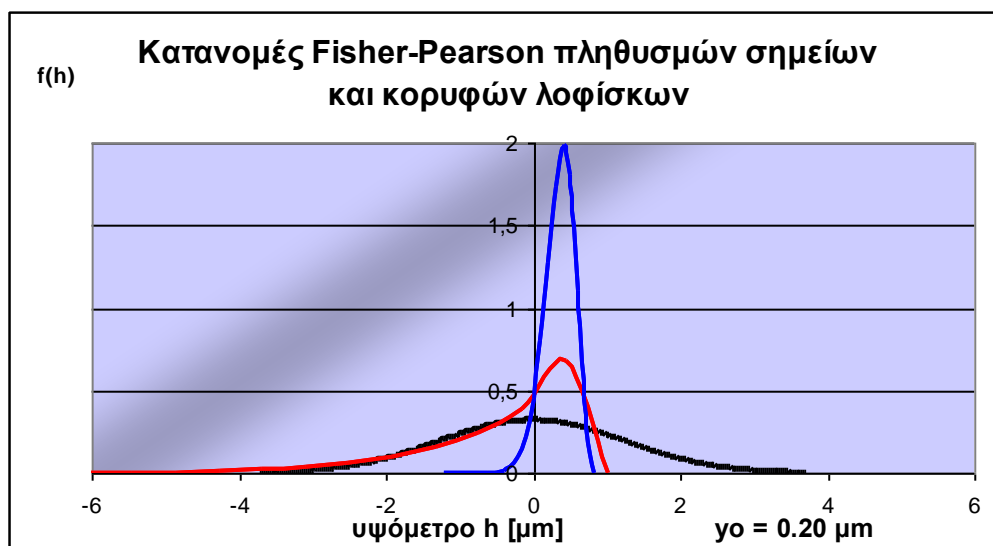


(α)

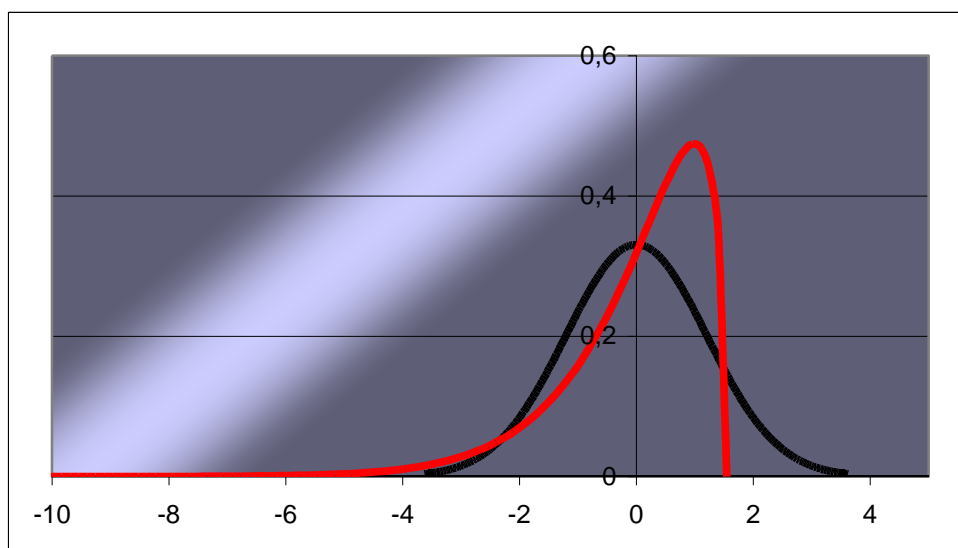


(β)

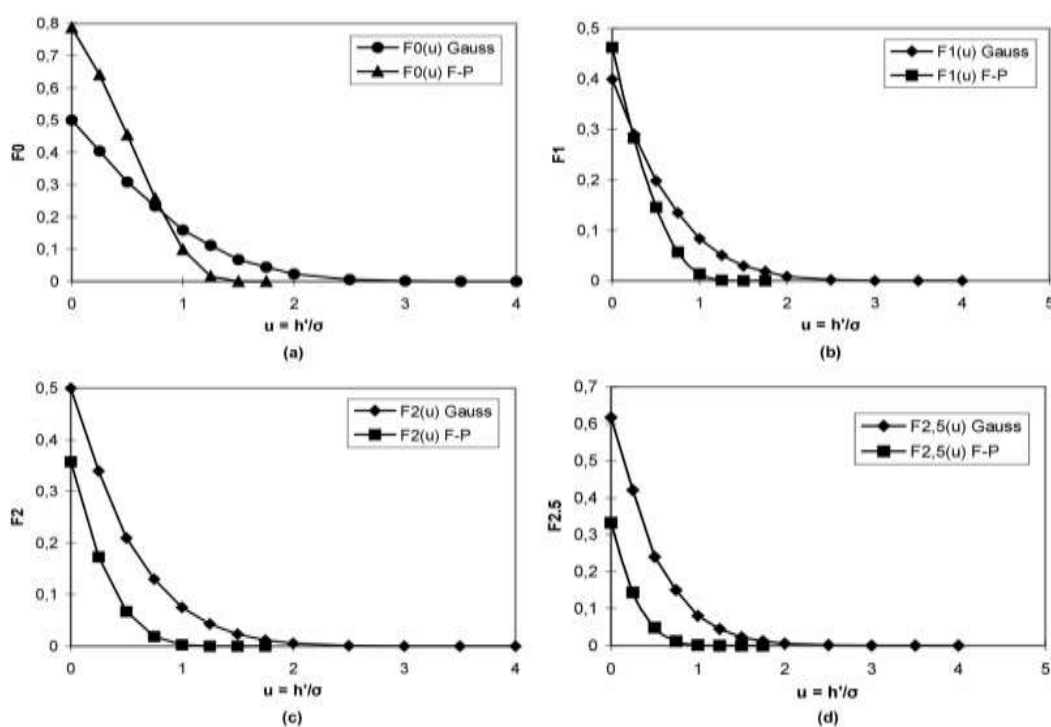
Σχήμα 1.10 Τραχυμέτρηση “στρωμένης” επιφάνειας κυλίνδρου ΜΕΚ (Pandazaras-Renault) (α) και (β) (Pandazaras Π.Θ.) συνθετική ισοδύναμη τραχύτητα του υπολογιστικού κώδικα.



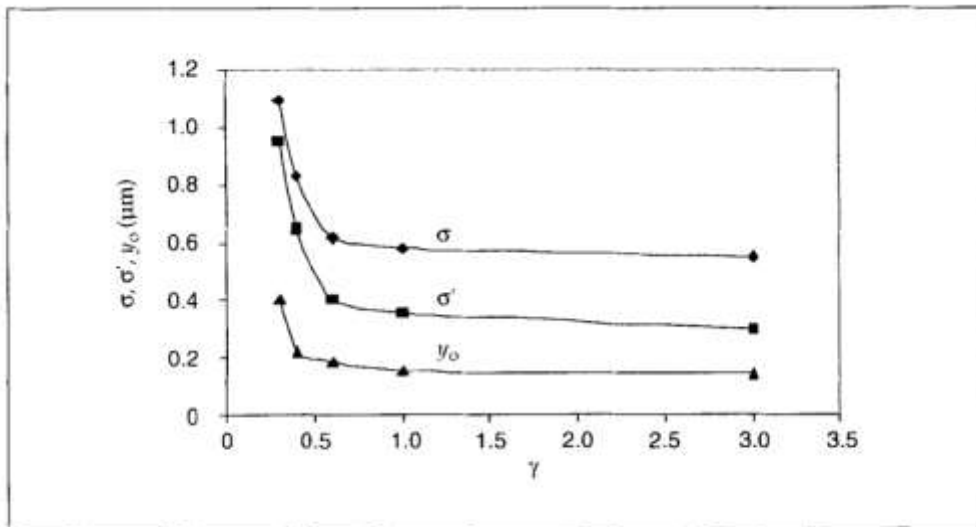
Σχήμα 1.11 Κατανομές υψομέτρων σημείων (κόκκινη γραμμή) και υψομέτρων κορυφών λοφίσκων (μπλε γραμμή) σε σύγκριση με την κατανομή Gauss που προτείνεται και για τους δυο πληθυσμούς για λόγους απλότητας στην διεθνή βιβλιογραφία.



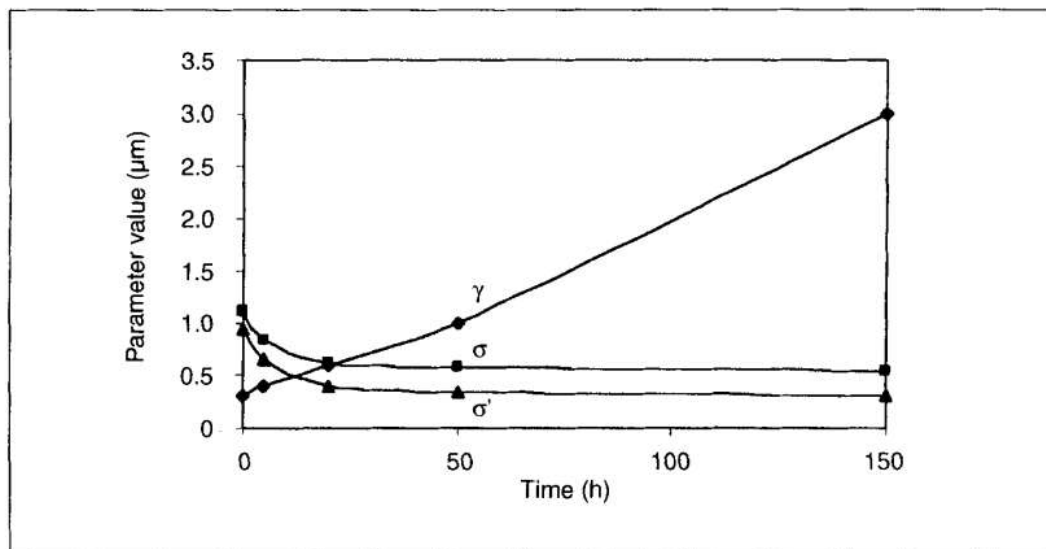
Σχήμα 1.12 Ασύμμετρη κατανομή υψομέτρων σημείων για φθαρμένη επιφάνεια σύμφωνα με το μοντέλο Fisher Pearson (κόκκινη γραμμή) σε σύγκριση με την κατανομή Gauss.



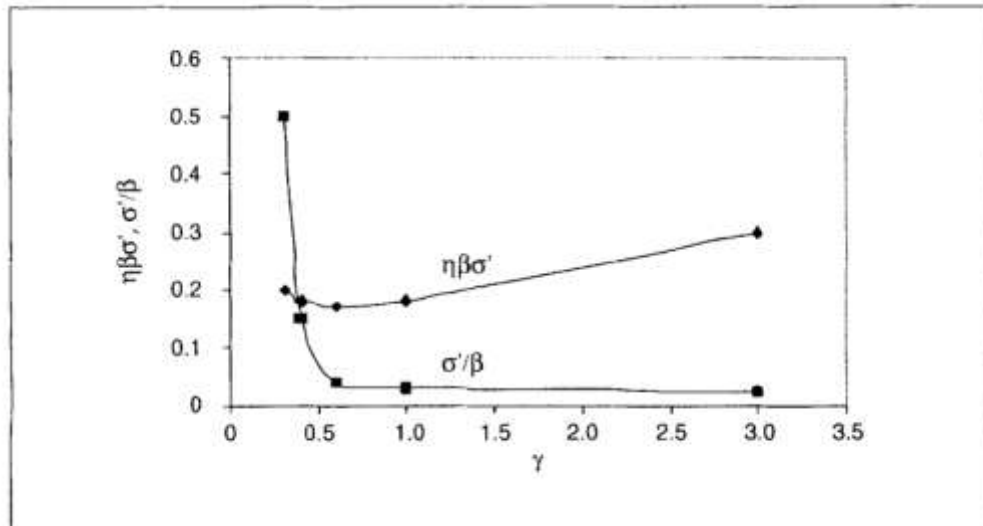
Σχήμα 1.13 Συναρτήσεις Fisher Pearson (Πανταζάρας-Renault) σε σύγκριση με προερχόμενες από κανονική κατανομή που λαμβάνονται υπόψη στο μαθηματικό μοντέλο για τον υπολογισμό της πραγματικής επιφάνειας επαφής, φορτίου επαφής και αριθμού επαφών (Patir-Cheng).



Σχήμα 1.14 Μεταβολή χαρακτηριστικών τιμών κατανομών υψομέτρων σημείων και κορυφών λόφων συναρτήσει της μεταβαλλόμενης ανισοτροπίας της επιφάνειας του κυλίνδρου. (Πανταζάρας Π.Θ.)



Σχήμα 1.15 Μεταβολή χαρακτηριστικών τιμών κατανομών υψομέτρων σημείων και κορυφών λόφων και ανισοτροπίας συναρτήσει του χρόνου φθοράς. (Πανταζάρας Π.Θ.)



Σχήμα 1.16 Μεταβολή χαρακτηριστικών τιμών κατανομών υψομέτρων σημείων και κορυφών λόφων συναρτήσει της μεταβαλλόμενης ανισοτροπίας της επιφάνειας του κυλίνδρου.



Σχήμα 1.17 Άποψη κυλίνδρων τετρακύλινδρης ΜΕΚ σε σειρά, ορατές οι παράλληλες ελκώσεις που προσδίδουν τα χαρακτηριστικά ανισοτροπίας των επιφανειών των κυλίνδρων. (αρχική τιμή $\gamma < 1$, τελική τιμή $\gamma > 1$)

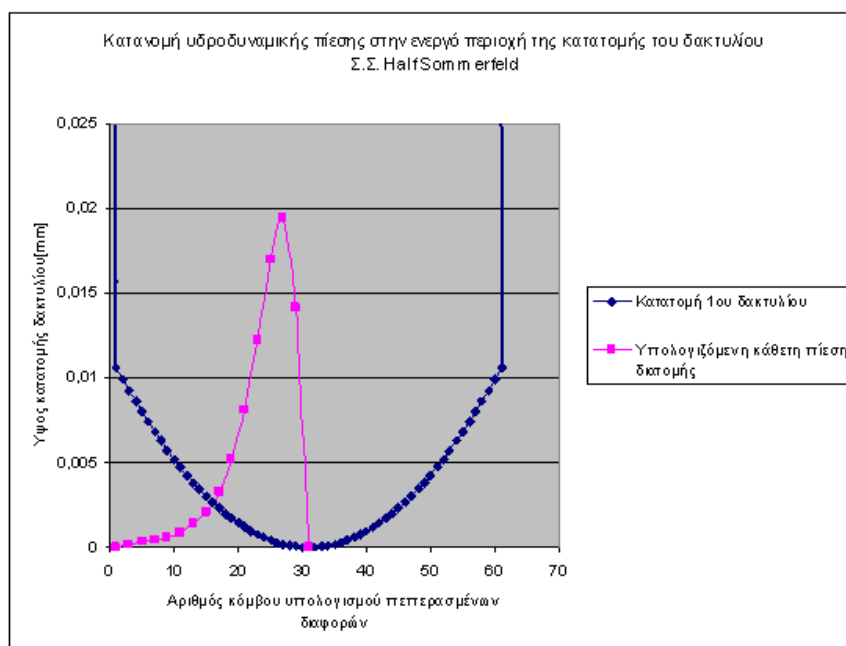
1.4 Επιλογή μεθοδολογίας για την θεωρητική προσομοίωση

Οι σύγχρονες μέθοδοι για την αντιμετώπιση της θεωρητικής προσέγγισης της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων έχουν ήδη εγκαταλείψει τις κλασικές μεθόδους περί πλήρους και υδροδυναμικής λίπανσης.

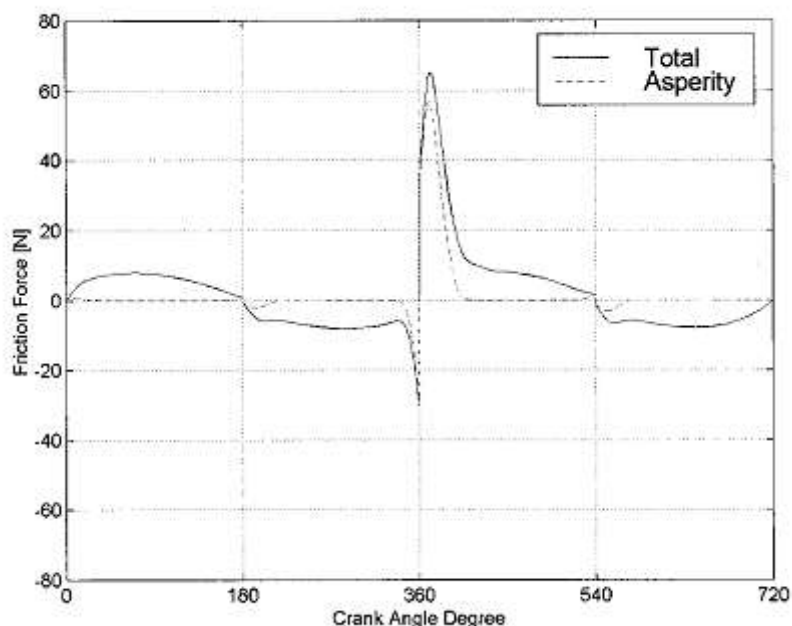
Γενικά, αποδέχονται ένα είδος μικτής λίπανσης κυρίως στις περιοχές των νεκρών σημείων όπου η υδροδυναμική συνιστώσα της παραλαβής φορτίου ελαχιστοποιείται ενώ παράλληλα εμφανίζεται η συνιστώσα παραλαβής φορτίου από τους λοφίσκους των τραχειών επιφανειών οι οποίοι παραμορφώνονται υπό την επίδραση του φορτίου αυτού ελαστικά ή πλαστικά (ένα είδος μικρο-έλαστο-υδροδυναμικής συμπεριφοράς).

Επιπλέον στα μοντέλα αυτά λαμβάνεται υπόψη ο ισότροπος ή ανισότροπος χαρακτήρας των τραχειών επιφανειών με αποτέλεσμα την διόρθωση της εξίσωσης του Reynolds με χρήση παραμέτρων ροής (παροχής) του λιπαντικού. Τα μοντέλα αυτά θεωρούνται στην πιο απλή μορφή τους ισόθερμα.

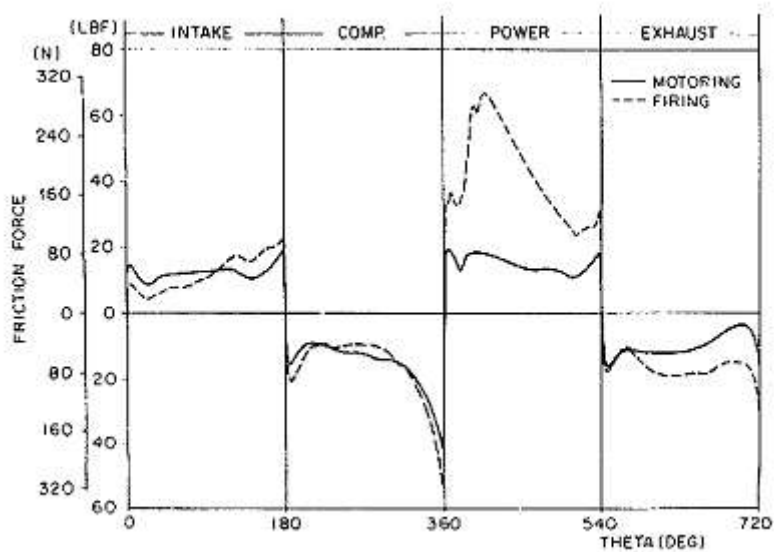
Προχωρημένα μοντέλα προσομοίωσης θεωρούνται σήμερα τα θέρμο-μικρο-έλαστο υδροδυναμικά όπου εκτός των άλλων σε πρώτο βαθμό επιβάλλεται ενεργειακό- θερμικό ισοζύγιο, και αφετέρου γίνεται και υπολογισμός του διαθέσιμου λιπαντικού που απομένει για να λιπάνει τους δακτυλίους που έπονται μέσα σ' ένα πλήρες σύστημα εμβόλου δακτυλίων.



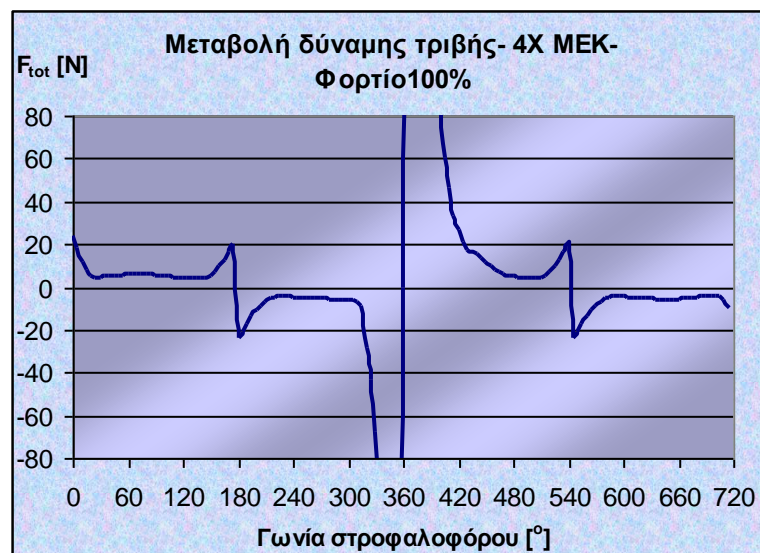
Σχήμα 1.18: Τυπική κατατομή 1^{ου} δακτυλίου με την κατανομή υδροδυναμικών πιέσεων κατά την κίνηση προς τα αριστερά-από κάτω νεκρό σημείο προς άνω νεκρό σημείο (**προτεινόμενο μοντέλο**).



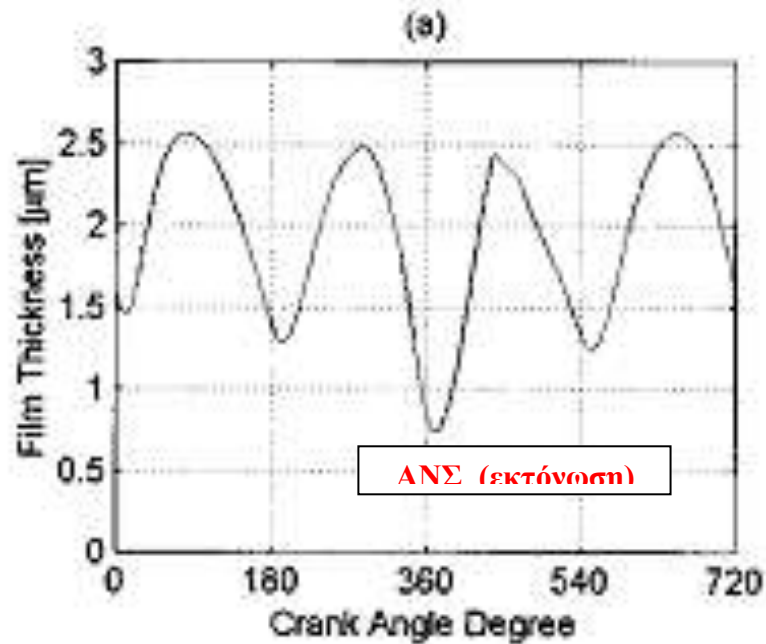
Σχήμα 1.19: Τυπικό διάγραμμα συνιστωσών δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για λειτουργία υπό φορτίο και διαφορετικά επίπεδα φθοράς. (δεδομένο από σύγχρονη **βιβλιογραφία**-θεωρητική προσομοίωση)



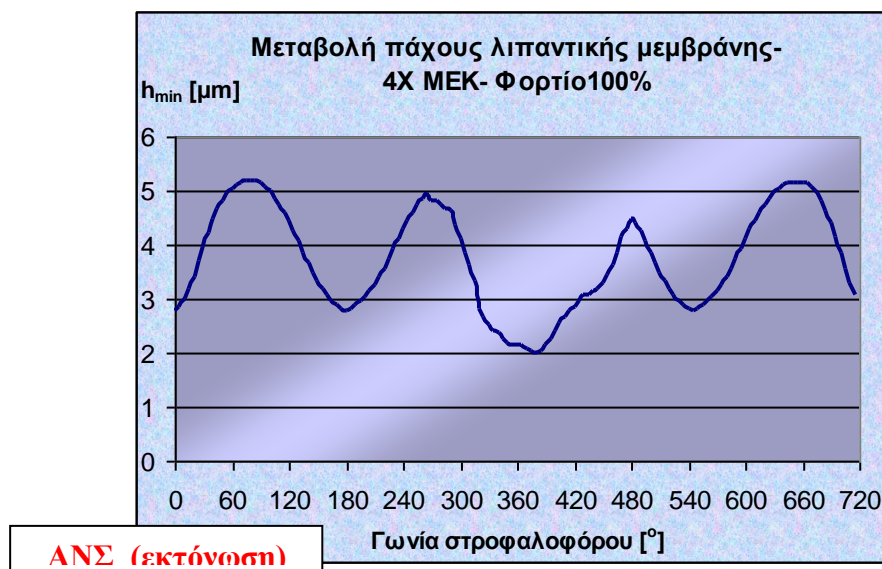
Σχήμα 1.20: Τυπικό διάγραμμα συνιστωσών δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για λειτουργία υπό φορτίο και διαφορετικά επίπεδα φθοράς. (δεδομένο από σύγχρονη **βιβλιογραφία**-πειραματική προσομοίωση)



Σχήμα 1.21: Τυπικό διάγραμμα δύναμης τριβής 1^{ου} δακτυλίου για λειτουργία υπό φορτίο και διαφορετικά επίπεδα φθοράς. (**Προτεινόμενο μοντέλο**)



Σχήμα 1.22 Τυπική συμπεριφορά 1^{ου} δακτυλίου όσον αφορά το αναπτυσσόμενο πάχος λαδιού στη διεπιφάνεια δακτυλίου κυλίνδρων. (Δεδομένο από βιβλιογραφία)



Σχήμα 1.23 Τυπική συμπεριφορά 1^{ου} δακτυλίου όσον αφορά το αναπτυσσόμενο πάχος λαδιού στη διεπιφάνεια δακτυλίου κυλίνδρων για λειτουργία υπό φορτίο (**Προτεινόμενο μοντέλο**).

Έτσι λοιπόν αναπτύχθηκε καταρχήν ένα δραστικό μοντέλο με ακρίβεια στους υπολογισμούς και λεπτομερή περιγραφή της γεωμετρίας με χρήση πυκνού πλέγματος (κόμβοι 61×61 , μαχ 121×121).

Έτσι ο τεχνικός συμβιβασμός οδήγησε στην χρήση **δύο θεωριών** κάθε μία των οποίων αντιμετωπίζει μία συνιστώσα παραλαβής φορτίου και κατά συνέπεια και μία συνιστώσα της ολικής δύναμης τριβής.

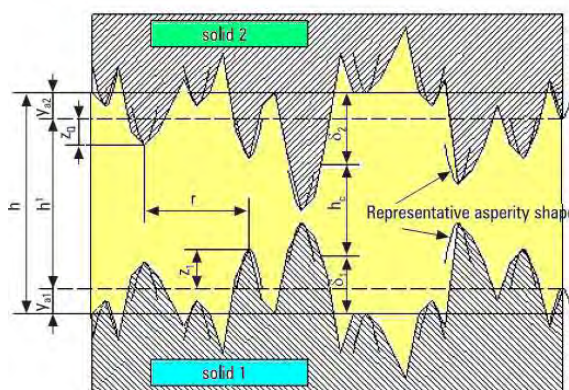
Επειδή οι δύο μηχανισμοί παραλαβής φορτίου συνυπάρχουν γενικά, αλλά η απουσία του ενός ή του άλλου είναι σχεδόν αναπόφευκτη, στις περιοχές, όπου ο ένας μηχανισμός παίζει πρωταγωνιστικό ρόλο ο άλλος λαμβάνεται υπόψη αλλά με μικρότερο συντελεστή βαρύτητας.

Δηλαδή, **στις περιοχές μικρών ταχυτήτων** λαμβάνεται υπόψη το λεπτομερές μοντέλο γνωστό ως **μοντέλο του Greenwood** (ή Greenwood-Williamson ή Greenwood-Trip), ενώ δε θεωρείται σκόπιμο να προσεγγιστεί με μεγαλύτερη ακρίβεια η **υδροδυναμική συνιστώσα** η οποία, παίζει πρωταγωνιστικό ρόλο **στις μεγάλες ταχύτητες** όπου τα πάχη της λιπαντικής μεμβράνης είναι σημαντικά, άρα η τραχύτητα μπορεί να αγνοηθεί στις περιπτώσεις αυτές.

Η σημασία της τραχύτητας και ειδικότερα η σημασία της ανισοτροπίας της που εσκεμμένα παραλείπεται όπως προαναφέρθηκε στις περιοχές μικρών ταχυτήτων, ερμηνεύεται στη συνέχεια.

Η απλουστευτική υπόθεση στο μοντέλο που υιοθετήθηκε ερμηνεύεται με την αρχική ανισοτροπία της τραχύτητας του κυλίνδρου η οποία είναι εγκάρσια ($\text{transversal } 1/9 < \gamma < 1/3$) και δεν παρουσιάζει ουσιώδεις διαφορές για τις τιμές αυτές. Ενδεχομένως, σε άλλης μορφής επιφάνειες με ανισοτροπία διαμήκη ($\text{longitudinal } 1 < \gamma < 9$) οι διαφορές αυτές είναι σημαντικές και κρίνεται απαραίτητο να καταγραφούν με τη χρήση πληρέστερης προσέγγισης.

Ο υπολογιστικός κώδικας σε περίπτωση λείων επιφανειών απαιτεί ως δεδομένο μία ελάχιστη αλλά μη μηδενική τιμή της τραχύτητας (τυπική απόκλιση της κατανομής των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων), ενώ στη γενική περίπτωση απαιτεί την γνώση επιπλέον των παρακάτω χαρακτηριστικών:



- **Πυκνότητα λοφίσκων** (αριθμός λοφίσκων ανά μονάδα επιφάνειας) n
- **Μέση ακτίνα καμπυλότητας του πληθυσμού των κορυφών των λοφίσκων β .**

Θεωρείται σημαντικό να αναφερθεί ότι τελικά στην διαδικασία υπολογισμού των απωλειών λόγω τριβών στο υπό μελέτη σύστημα σημαντικό ρόλο παίζει η ισχύς τριβής η οποία ελαχιστοποιείται στις περιοχές των άνω και κάτω νεκρών σημείων, όπου μηδενίζεται η τραχύτητα. Άρα για τον υπολογισμό της παραμέτρου P_{mf} (μέση πίεση που αντιστοιχεί στις μηχανικές απώλειες) η ακρίβεια με βάση την υδροδυναμική συνιστώσα θεωρείται ικανοποιητική.

Αντίθετα, στις περιοχές των **νεκρών σημείων** το μοντέλο φιλοδοξεί να ερμηνεύσει το μηχανισμό της φθοράς. Σημειωτέον, ότι ο κώδικας που υποστηρίζει την παρούσα εργασία είναι εφαρμόσιμος σε περίπτωση ανοιχτού κυλίνδρου αλλά και σε περίπτωση προσομοίωσης ρεαλιστικής λειτουργίας με διακεκριμένους τους τέσσερις χρόνους λειτουργίας τετράχρονης ΜΕΚ εφαρμόζεται σε διαφορετικές γεωμετρίες κινητήρων και κατατομών δακτυλίων (κυρτών-κολουροκωνικών- επίπεδων), καθώς και σε διαφορετικά στάδια φθοράς των διεπιφανειών (χωρίς ώρες λειτουργίας, μετά το στρώσιμο και φθαρμένες).

Στο **μοντέλο του Greenwood-Tripp** λαμβάνεται υπόψη συντελεστής τριβής τάξεως μεγέθους 0,08-0,16 που αφορά στο μηχανισμό τριβής των κορυφών των λοφίσκων. Η τιμή αυτή ευελπιστούμε ότι θα καθοριστεί και κατά

την πειραματική διαδικασία στον πειραματικό προσομοιωτή του Π.Θ. Η δεύτερη παράμετρος που αντιστοιχεί στην διατμητική δύναμη που «απαιτείται» για την υπερνίκηση της αντίστασης της λεγόμενης επιφανειακής μονομοριακής μεμβράνης τ_0 στο μοντέλο μας, θεωρείται αμελητέα.

$$W_{tot} = W_{tot a} + W_{toth}$$

$$\begin{aligned} W_{tot} &= \text{Ολικό φορτίο επαφής} \\ W_{tot a} &= \text{Φορτίο που παραλαμβάνεται από την τραχύτητα} \\ W_{tot h} &= \text{Υδροδυναμικό φορτίο} \end{aligned}$$

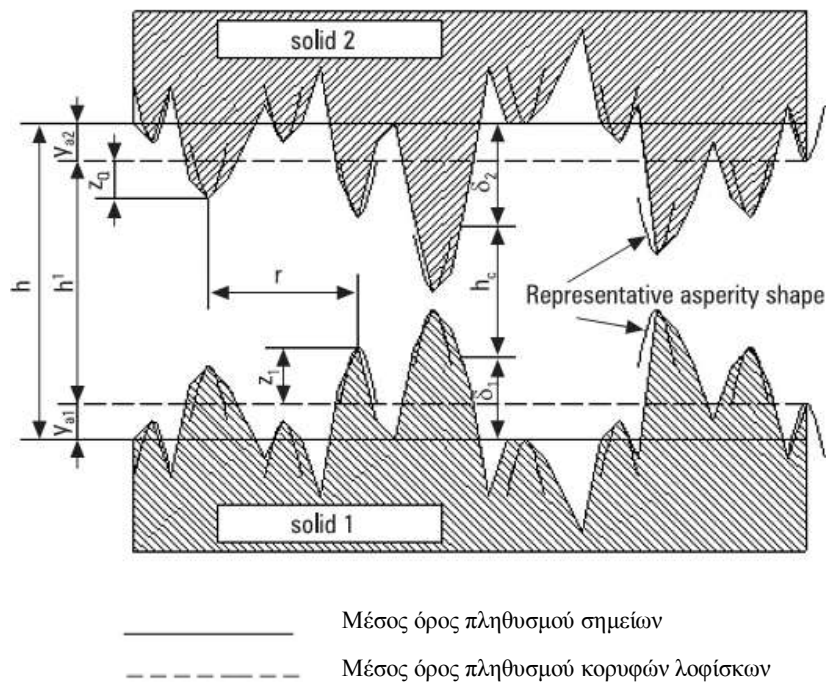
$$F_{tot} = F_{tot a} + F_{toth}$$

$$\begin{aligned} F_{tot} &= \text{ολική δύναμη τριβής} \\ F_{tot a} &= \text{Συνιστώσα της τριβής που οφείλεται στην παραμόρφωση της} \\ &\quad \text{τραχύτητας} \\ F_{toth} &= \text{υδροδυναμική συνιστώσα της τριβής} \\ F_{tot a} &= a W_{tot a} + \tau_0 * A \end{aligned}$$

Όπου: **A:** πραγματική επιφάνεια επαφής Greenwood
A=πDL: φαινόμενη επιφάνεια επαφής

Τα προηγούμενα, όπως προαναφέρθηκε προτείνονται από την ομάδα του Greenwood και αφορούν σε συμμετρικές κατανομές υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων που στη γενικότητα τους λαμβάνονται κανονικές (Gauss).

Στις περιπτώσεις αυτές συνάρτηση του μεγέθους που καθορίζει το διαχωρισμό των μέσων τιμών του υψομέτρου των λοφίσκων των δύο τραχειών επιφανειών είναι αφενός το φορτίο που παραλαμβάνεται από τις ελαστικά παραμορφωμένες μικρογεωμετρικές ανωμαλίες των επιφανειών και αφετέρου η πραγματική επιφάνεια επαφής καθώς και ο αριθμός των επαφών ανά μονάδα επιφάνειας.



Σχήμα 1.24 Σχηματική αναπαράσταση επαφής τραχειών επιφανειών παρουσία λιπαντικού μέσου.

Το μέγεθος που αναφέρεται στη θεωρία Greenwood σαν διαχωρισμός των επιφανειών (surface separation- d) θα μπορούσε να ισοδυναμεί με το αντίστοιχο μέγεθος του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης αν οι δύο πληθυσμοί υψομέτρων δηλαδή ο πληθυσμός υψομέτρων όλων των σημείων της κατατομής της επιφάνειας (σ_{po} : τυπική απόκλιση) και το υποσύνολο του δηλαδή ο πληθυσμός των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων (σ_p : τυπική απόκλιση) εμφανίζουν τον ίδιο μέσο όρο.

Σε αντίθετη περίπτωση όπως συμβαίνει στην πράξη υπάρχει διαφορά μη μηδενική των μέσων όρων των δύο πληθυσμών ($y_o > 0$) με την τιμή του μέσου όρου των πληθυσμού των pick μεγαλύτερη.

Έτσι το d γίνεται :

$$d = h - y_o \text{ ή } (d(i,j) = h(i,j) + y_o)$$

Συνεπώς, λαμβάνουμε αντίστοιχα για το φορτίο $W(d)$ την πραγματική επιφάνεια επαφής $A(d)$ και τον πραγματικό αριθμό λοφίσκων σε επαφή $N(d)$:

$$\begin{aligned} W(d) &= \pi(\eta\beta\sigma)^2 A[F_{5/2}(d/\sigma)]^{(16/15)} \sqrt{2} E_{\text{copm}} \sqrt{\sigma/\beta} \\ A(d) &= \pi^2(\eta\beta\sigma)^2 A[F_2(d/\sigma)] \\ N(d) &= 4\pi(\eta\beta\sigma) A\eta[F_1(d/\sigma)] \end{aligned}$$

Εννοείται ότι σε περίπτωση διαφοροποίησης των τιμών σ_{po} και σ_{pi} τότε στους παραπάνω τύπους όπου $\sigma = \sigma_{\text{pi}}$

Όπου $F_n(U) = \int_U^\infty (s - U^n \Phi_s) ds$ όπου Φ_s η κανονικοποιημένη κατανομή,

$s = d/\sigma$

Οι συναρτήσεις που λαμβάνονται υπόψη στον υπολογισμό του $F_{5/2}$ και F_2 προτείνεται να παίρνουν τις ακόλουθες τιμές.

$$F_2(H) = \begin{cases} d_1 e^{\left(d_2 \log(H^* - H) + d_3 (\log(H^* - H))^2 \right)}, & H \leq 3,5 \\ d_1^H (H^* - H)^{d_2^H}, & H^* \geq H \geq 3,5 \\ 0, & H \geq H^* \end{cases}$$

$$F_{5/2}(H) = \begin{cases} f_1 e^{\left(f_2 \log(H^* - H) + f_3 (\log(H^* - H))^2 \right)}, & H \leq 3,5 \\ f_1^H (H^* - H)^{f_2^H}, & H^* \geq H \geq 3,5 \\ 0, & H \geq H^* \end{cases}$$

Όπου: $H^* = 4, d_1 = 1.705 \times 10^{-4}, d_2 = 4.05419, d_3 = 1.37025, d_1^H = 8.8123 \times 10^{-5}$
 $d_2^H = 2.1523, f_1 = 2.1339 \times 10^{-4}, f_2 = 3.804467, f_3 = 1.341516, f_1^H = 1.1201 \times 10^{-4}$
 $f_1^H = 1.9447$

Οι συναρτήσεις $F_{5/2}$ και F_2 στο πεδίο ορισμού τους λαμβάνουν διαφορετικές μορφές σε τρεις διακριτές περιοχές :

A) για $d/\sigma \leq 3,5$

B) για $d/\sigma \leq 4$ και $\geq 3,5$

Γ) για $d/\sigma \geq 4$ ($d/\sigma = 0$)

Η βασικότερη των υποθέσεων στην περίπτωση της θεωρητικής προσομοίωσης συνδέεται με την κυλινδρική συμμετρία που αποδεχόμαστε ότι χαρακτηρίζει το υπό μελέτη σύστημα. Δηλαδή σε πρώτη προσέγγιση δεχόμαστε ότι το διάκενο που εμφανίζει ο κάθε δακτύλιος είναι αμελητέου μεγέθους και δεν επηρεάζει τη λειτουργία του δακτυλίου, υπόθεση που δε θεωρείται αρκούντως ρεαλιστική.

Ο κώδικας όμως μπορεί να δεχθεί μια βελτίωση-συμπλήρωση έτσι ώστε στο μέλλον η παρουσία του διακένου να ληφθεί υπόψη ώστε να είναι δυνατή η μελέτη συμπεριφοράς κάθε δακτυλίου, είτε κατά τη λειτουργία εν κενό, είτε κατά τη λειτουργία με φορτίο.

Από τη μελέτη της βιβλιογραφίας εξάγεται το συμπέρασμα ότι:

A) Δεν μπορούμε να υποστηρίξουμε ότι υπάρχει βέλτιστη μέθοδος για την αξιολόγηση-αποτίμηση και πλήρη καθορισμό των τριβών στο σύστημα εμβόλου δακτυλίων.

B) Κάθε μέθοδος είναι σε μεγάλο βαθμό σχετική με τον αντίστοιχο κινητήρα.

Γ) Εξαρτάται από μία ομάδα παραμέτρων που δεν έχουν ακόμη μέχρι σήμερα πλήρως καθοριστεί και μελετηθεί.

Συνήθως, θεωρούμε ότι στη γενική ανάλυση του προβλήματος των απωλειών λόγω τριβής, εμφανίζονται 6 βασικοί άξονες και οι επιδράσεις τους. Ειδικότερα αναφέρουμε τη επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος, των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα, παραμέτρων που σχετίζονται με το έμβολο το χιτώνιο και τους δακτυλίους καθώς και την επίδραση της εξέλιξης αυτών μέσα στο πεδίο του χρόνου.

1.5 Το θεωρητικό Μοντέλο- επεξηγήσεις- λεπτομέρειες

Σύγκριση με την βιβλιογραφία και υποθέσεις επίλυσης

Η μοντελοποίηση της τριβής δακτυλίου-χιτωνίου, που παρουσιάζεται στη συνέχεια όπως προαναφέρθηκε, βασίζεται στην ιδέα του Rhode που πρώτος πρότεινε το συνδυασμό δύο ανεπτυγμένων στοχαστικών θεωριών, που περιγράφουν τη λιπαινόμενη επαφή μεταξύ δύο τραχειών τριβόμενων επιφανειών.

Στοχαστικές θεωρίες που εμφανίστηκαν σε μηχανισμό παραλαβής φορτιών, κατά την επαφή δύο στερεών και μάλιστα στην περίπτωση επιφανειών που εμφανίζουν ανισοτροπία τραχύτητας αναπτύχθηκαν από τον Christensen.

Οι **Patir-Cheng** προτείνουν την μορφή μιας εξίσωσης του Reynolds εισάγοντας διορθωτικούς συντελεστές ροής (Φ) οι οποίοι εξάγονται βάσει θεωρητικής προσομοίωσης. Αυτή η εξίσωση που ισχύει για λιπαντικό ισόθερμο και ασυμπίεστο, οδηγεί στον προσδιορισμό το πεδίου των πιέσεων λαμβάνοντας υπόψη τις συναρτήσεις κατανομής των υψομέτρων των σημείων καθεμιάς από τις δύο επιφάνειες, καθώς και τους αντίστοιχους χαρακτήρες, ως προς την ανισοτροπία των τραχυτήτων αυτών.

Παράλληλα ο Elrod και μετέπειτα ο Trip έχουν προτείνει μία θεωρία τοπικών μεταβολών προτείνοντας την εισαγωγή σφαλμάτων, που οφείλονται στην τραχύτητα των επιφανειών, μέσα από την εφαρμογή μετασχηματισμών Fourier. Εντούτοις, τα αποτελέσματα αυτών των θεωριών συγκλίνουν, όπως είναι προφανές, είτε για τιμές της τραχύτητας πολύ μικρές, είτε για σημαντικές τιμές του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.

Στις περιπτώσεις που υπάρχουν επαφές έχει παρατηρηθεί μια αμελητέα διασπορά αποτελεσμάτων αναλόγως με τις συναρτήσεις κατανομής των υψομέτρων των σημείων των επιφανειών. Η διασπορά αυτή οφείλεται επίσης στον υπολογισμό συνθετικών τραχειών επιφανειών βάσει των οποίων υπολογίζονται οι υπόλοιποι συντελεστές. Στο θεωρητικό μοντέλο που ακολουθεί σαν πρώτο βήμα στην θεωρία **Patir-Cheng** θα λάβουμε υπόψη

επιφάνειες που χαρακτηρίζονται από κανονική συνάρτηση (Gauss) και στη συνέχεια θα ληφθούν υπόψη επιφάνειες με ρεαλιστικότερες συναρτήσεις κατανομής που υπολογίζονται με βάση το μοντέλο Fisher-Pearson.

Όσον αφορά στη μελέτη του φορτίου που παραλαμβάνεται από τους παραμορφώσιμους λοφίσκους των δύο επιφανειών και εν συνεχεία τον υπολογισμό της αντίστοιχης συνιστώσας της τριβής θα γίνει χρήση της θεωρίας Greenwood και Trip για επιφάνειες όχι κανονικές όπου οι λοφίσκοι είναι παραβολοειδή εκ περιστροφής, σταθερής ακτίνας καμπυλότητας, αλλά μεταβαλλόμενου ύψους και φορτίζονται αξονικά με απουσία μεμονωμένων συγκρούσεων των λοφίσκων αυτών κατά τη σχετική κίνηση των επιφανειών αυτών.

Σημειώνεται ότι η θεωρία αυτή βασίζεται σε μια γενίκευση της επαφής τύπου Hertz, μεταξύ δυο παραβολοειδών εκ περιστροφής, λαμβάνοντας υπόψη κριτήρια που συνδέονται αυστηρά με τον πληθυσμό των υψομέτρων των κορυφών των λοφίσκων, της επιφανειακής πυκνότητάς τους, καθώς και την καμπυλότητα των κορυφών τους.

Οι τιμές αυτές θεωρούνται τυχαίες και εργοδεικτικές. Στα σημεία των επαφών η παροχή μηδενίζεται, ενώ παράλληλα θεωρούμε ότι στις περιοχές αυτές υπάρχει ένα επιφανειακό φιλμ λιπαντικού πχ του τύπου μονοστρωματικό, δηλαδή σε μοριακά μορφή.

Το πάχος της μεμβράνης αυτής είναι της τάξεως nm και επιδέχεται μια διατμητική τάση της τάξης 10^6 έως 10^8 Pa. Σε περίπτωση απουσίας ακριβέστερων δεδομένων στο μαθηματικό μοντέλο είναι αποδεκτή μια συμπεριφορά, σύμφωνα με τη μελέτη που αναφέρεται σε οργανικής υφής λιπαντικές μεμβράνες χαμηλού πάχους.

Υποθέσεις:

Στο συγκεκριμένο μοντέλο ισχύουν οι παρακάτω παραδοχές:

1. Το λιπαντικό μέσο είναι συνεχές.
2. Το λιπαντικό ακολουθεί το νόμο του Νεύτωνα ,παρουσιάζει ισότροπη συμπεριφορά και είναι ασυμπίεστο.
3. Η ροή είναι στρωτή (Υπόθεση που δικαιολογείται σχεδόν πάντοτε).
4. Δεν υπάρχει ολίσθηση στην επαφή λιπαντικού μεταλλικής επιφάνειας.

5. Το βάρος της ποσότητας του λιπαντικού είναι αμελητέο όπως επίσης και τα αδρανειακά φαινόμενα (Αυτή η υπόθεση δικαιολογείται από την πολύ μικρή τομή του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης).
6. Το λιπαντικό θεωρείται ισόθερμο και η θερμοκρασία του συμπίπτει με τη θερμοκρασία που μετράται κατά τη είσοδο του λιπαντικού στην είσοδο των εδράνων του στροφαλοφόρου.
7. Η υδροδυναμική πίεση δεν μεταβάλλεται κατά την ακτινική κατεύθυνση δηλαδή μέσα στο πάχος της λιπαντικής μεμβράνης.
8. Ο δακτύλιος λιπαίνεται πλήρως σε μία περιοχή σταθερού πλάτους κατά τη διαδρομή (γεγονός που δεν επαληθεύεται στην πράξη).
9. Υπάρχει παραλληλότητα μεταξύ των αξόνων του κυλίνδρου και του δακτυλίου και το διάκενο του δακτυλίου παραμένει σταθερό κατά τη διαδρομή.
10. Ο δακτύλιος είναι παραμορφώσιμος και ακολουθεί το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης.

1.6 Επίδραση του λειτουργικού περιβάλλοντος.

1.6.1 Λίπανση δακτυλίου-χιτωνίου

Στο γενικό πρόβλημα της λίπανσης δύο γενικά τραχειών επιφανειών που βρίσκονται σε σχετική κίνηση διακρίνουμε δύο τρόπους λίπανσης:

1. Τη μη υδροδυναμική λίπανση που περιλαμβάνει την οριακή λίπανση και τη μεικτή λίπανση.
2. Την υδροδυναμική λίπανση που ονομάζεται και λίπανση με μεγάλο πάχος λιπαντικής μεμβράνης.

Κατά τις βέλτιστες συνθήκες λίπανσης η λιπαντική μεμβράνη διαχωρίζει σαφώς τις δύο τραχείες επιφάνειες και εμποδίζει κάθε επαφή μεταξύ των λοφίσκων της τραχύτητας.

Στην πράξη στο σύστημα δακτυλίου χιτωνίου παρατηρούμε ένα τύπο λίπανσης με έντονο μεταβατικό χαρακτήρα που τον χαρακτηρίζουμε σαν

λίπανση μεικτού χαρακτήρα στην περίπτωση αυτή αν και το λιπαντικό υφίσταται πάντοτε, υπάρχει συγχρόνως επαφή μεταξύ των δυο στερεών σε περιπτώσεις χαμηλών γραμμικών ταχυτήτων, δηλαδή στις περιοχές πλησίον των νεκρών σημείων καθώς και σε περιπτώσεις ισχυρών φορτίων στη διεπιφάνεια κυρίως κατά τη φάση εκτόνωσης. Είναι αποδεκτό λοιπόν ότι το φορτίο στη διεπιφάνεια παραλαμβάνεται αφενός μεν από τη λιπαντική μεμβράνη αφετέρου από τους παραμορφώσιμους λοφίσκους των τραχυτήτων.

Αυτοί οι δύο μηχανισμοί παραλαβής του φορτίου περιγράφονται από μαθηματικά μοντέλα ανεξάρτητα μεταξύ τους. Γίνεται λοιπόν αποδεκτό ότι τα δύο μοντέλα συνυπάρχουν με τη δυνατότητα απουσίας του ενός ή του άλλου. Η μετάβαση από το ένα μηχανισμό, παραλαβής φορτίου, στον άλλο, προφανώς γίνεται προοδευτικά προς τη μία ή την άλλη κατεύθυνση.

Η συνολική δύναμη τριβής είναι συνισταμένη επίσης δύο ανεξάρτητων συνιστωσών που αναφέρονται αντίστοιχα στην υδροδυναμική συνιστώσα και στη συνιστώσα που συνδέεται με τη διάτμηση μίας επιφανειακής μεμβράνης που εμφανίζεται στις περιοχές επαφής των λοφίσκων.

1.6.2 Επίδραση της μικρογεωμετρίας των επιφανειών κυλίνδρου και δακτυλίου.

Κατά τη θεωρητική προσομοίωση της μικτής λίπανσης συστήματος δακτύλιος χιτώνιο συνηθίζεται αντί της μελέτης της επαφής μεταξύ δύο τραχειών επιφανειών να γίνεται προσέγγιση της μικρογεωμετρίας στην περιοχή της επιφάνειας με το ισοδύναμο μοντέλο μικτής λίπανσης μεταξύ λείας κινούμενης και τραχείας σταθεράς επιφάνειας.

Στη συγκεκριμένη υπό μελέτη περίπτωση θεωρούμε κατά συνέπεια ότι ο δακτύλιος είναι λείος ενώ παράλληλα το χιτώνιο εμφανίζει ισοδύναμη τραχύτητα τέτοια ώστε $\sigma_i^2 = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)$.

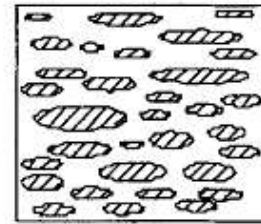
Όπου σ_1 , σ_2 οι τυπικές αποκλίσεις των κατανομών για το χιτώνιο και τον δακτύλιο αντίστοιχα. Αντιπροσωπευτικά πειραματικά αποτελέσματα δίνουν για τα χαρακτηριστικά της μικρογεωμετρίας αυτής, ότι η μεταβολή τους σε τρία διαφορετικά στάδια φθοράς συμφωνεί με τα παρακάτω δεδομένα.

Στάδιο 1: Πριν από τη λειτουργία

$$\sigma_i = 1,1\mu\text{m}$$

$$\eta\beta\sigma = 0,20$$

$$\sigma/\beta = 0,05$$



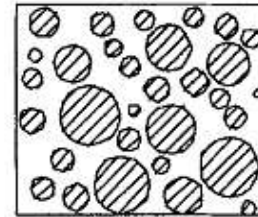
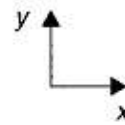
$$\gamma > 1$$

Στάδιο 2: Μετά από 10 ώρες λειτουργίας

$$\sigma_i = 0,40\mu\text{m}$$

$$\eta\beta\sigma = 0,17$$

$$\sigma/\beta = 0,004$$



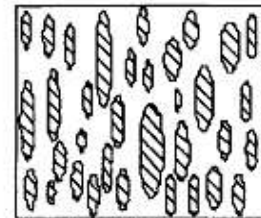
$$\gamma = 1$$

Στάδιο 3: Μετά από 100 ώρες λειτουργίας

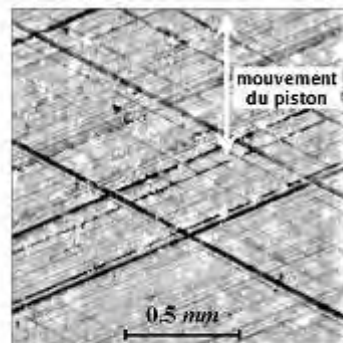
$$\sigma_i = 0,30\mu\text{m}$$

$$\eta\beta\sigma = 0,30$$

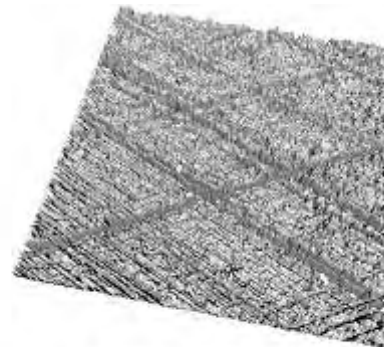
$$\sigma/\beta = 0,0028$$



$$\gamma < 1$$



(a) image topographique 2D



(b) représentation 3D

Σχήμα 1.25: Τυπική μικρογεωμετρία επιφάνειας κυλίνδρου (κατεργασία honning), με εμφανή τα πλέγματα παραλλήλων γραμμών και το σχήμα των ρόμβων με μικρή την διαγώνιο κατά το μήκος του κυλίνδρου. Τυπική ανισότροπη επιφάνεια με $\gamma < 1$ (εγκάρσια ανισοτροπία). (α) διδιάστατη απεικόνιση (2D) (β) τρισδιάστατη απεικόνιση (3D)

1.6.3 Επίδραση της ακτίνας καμπυλότητας (δακτύλιος 1^{ος} :της φωτιάς)

Αποδεικνύεται και με βάση το θεωρητικό μοντέλο ότι ακτίνες καμπυλότητας της τάξη των μερικών δεκάδων χιλιοστών δίνουν παρόμοια αποτελέσματα (βελτιστοποιημένη περιοχή) γεγονός που αποδεικνύει τη συσσωρευμένη εμπειρία και την τεχνογνωσία των κατασκευαστών μηχανών για το συγκεκριμένο υποσύστημα της ΜΕΚ, μείωση της ακτίνας καμπυλότητας αυτής μειώνει το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης κατά το σύνολο της διαδρομής ενώ αντιθέτως, αύξηση της ακτίνας καμπυλότητας οδηγεί σε κατατομές που τείνουν σε επίπεδο σχήμα με αυξημένες τις συνθήκες τριβής και φθοράς, επίσης καθ' όλη τη διαδρομή με συνεχή επαφή δακτυλίου – κυλίνδρου.

Σημείωση: Το θεωρητικό μοντέλο ως προς την υδροδυναμική συνιστώσα για τον υπολογισμό της δύναμης τριβής λαμβάνει ως γνωστόν υπόψη 2 παράγοντες. Ο πρώτος εξαρτάται από την ομαλότητα του προφίλ του δακτυλίου και το ιξώδες, ενώ ο δεύτερος εξαρτάται κυρίως από την ταχύτητα και το αντίστροφο της τιμής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.

Συνεπώς όταν το προφίλ του δακτυλίου τείνει σε επίπεδο δακτύλιο οι υδροδυναμικές πιέσεις έχουν αρνητική τιμή δεν λαμβάνονται υπόψη και ο όρος αυτός αγνοείται. Η ύπαρξη όμως αρνητικών πιέσεων τις οποίες μπορεί για μικρές αρνητικές τιμές να παραλάβει το λιπαντικό οδηγεί σε αβεβαιότητα παρουσίας του λιπαντικού στη διεπιφάνεια λόγω ενδεχομένως φαινομένων σπηλαίωσης (ασυνέχεια του λιπαντικού, φουσαλίδες κλπ).

Έτσι, ακόμη και στο δεύτερο όρο η αβεβαιότητα της παρουσίας του λιπαντικού, μπορεί να οδηγήσει στο συμπέρασμα ότι η συνιστώσα της υδροδυναμικής τριβής καθορίζεται με μια μέγιστη τιμή της και έχει πεδίο ορισμού για κάθε τιμή της γωνίας του στροφαλοφόρου το διάστημα από την τιμή μηδέν έως τη μέγιστη που υπολογίζεται από το πρόβλημα.

Πειραματικά αποτελέσματα έχουν καταδείξει ότι μάλλον η υδροδυναμική συνιστώσα είναι απύσχα στις περιπτώσεις αυτές. Η παρατήρηση μιας ελαφριάς μείωσης της συνολικής δύναμης τριβής στο μέσο της διαδρομής ερμηνεύεται με την υποτιθέμενη παραμόρφωση της

διεπιφάνειας κυρίως στην περιοχή της μέγιστης μεταφορικής ταχύτητας όπου ελαφρά περιστροφή της κατατομής οδηγεί σε παρόμοια θεωρητικά αποτελέσματα.

1.6.4 Τραχύτητα και πάχος της λιπαντικής μεμβράνης

Τοπικά το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης h_T είναι συνάρτηση:

- του τοπικού πάχους της λιπαντικής μεμβράνης h που αντιστοιχεί στην τοπική απόσταση μεταξύ των μέσων γραμμών των δύο κατατομών. Το μέγεθος μπορεί να καθοριστεί και από μέτρηση.
- των μεγεθών δ_1, δ_2 των υψομέτρων των σημείων των επιφανειών 1 και 2 αντίστοιχα που μετρώνται από τις μέσες γραμμές. Οι κατανομές $F_i(\delta)$ με $i=1,2$ είναι γενικά μη κανονικές.
- Της απόστασης $y_{0,i}$, $i=1,2$ που αντιστοιχεί στη απόσταση μεταξύ των μέσων γραμμών των πληθυσμών που λαμβάνονται υπόψη για κάθε επιφάνεια. Δηλαδή, αφενός του πληθυσμού των υψομέτρων των σημείων και αφετέρου του πληθυσμού των υψομέτρων των κορυφών των λόφων, απόσταση που είναι γενικά αρνητική.
- Τις $\sigma_{\rho 0}$ και $\sigma_{\rho i}$ δηλαδή τις τυπικές αποκλίσεις των δυο προαναφερθέντων πληθυσμών.

Έτσι λοιπόν έχουμε: $h_T = h + \delta_1 + \delta_2$

Η συνθετική τραχύτητα $\delta_1 + \delta_2$ έχει τυπική απόκλιση έχει $\sigma_{\rho 0}$ έτσι ώστε:

$$\sigma_{\rho 0}^2 = \sigma_{\rho 01}^2 + \sigma_{\rho 02}^2$$

Δεχόμαστε γενικά ότι για $h/3 \sigma_{\rho 0} > 1$ η επίδραση στην τραχύτητα είναι αμελητέα. Η κατατομή κάθε λοφίσκου θεωρείται ότι περιγράφεται με μία παραβολική συνάρτηση $y = f(x)$.

Αν ν η απόσταση μεταξύ δύο γειτονικών λοφίσκων δύο σωμάτων υπάρχει επαφή όταν το $h + y_{01} + y_{02} < z_1 + z_2 - 2f(r/2)$, όπου z_1 και z_2 είναι τα

υψόμετρα των λοφίσκων που μετρώνται από την μέση της γραμμής αναφοράς. Ορίζεται λοιπόν το μέγεθος -w- όπου :

- 1) $w = z_1 + z_2 - 2f(r/2) - (h + y_{01} + y_{02})$, [m]
- 2) β είναι η μέση τιμή της ακτίνας καμπυλότητας της ακτίνας των λοφίσκων. [m]
- 3) n η πυκνότητα των λοφίσκων. [m⁻²]

1.6.5 Υδροδυναμική συνιστώσα :

Η εξίσωση του Reynolds που με τον δυναμικό της όρο δίνεται στη συνέχεια:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

σε περίπτωση τραχειών επιφανειών γράφεται ως εξής:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta(u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} + 6(u_1 - u_2) \frac{\partial h_T}{\partial x} \sigma_{\rho o} \frac{\partial \Phi_s}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h_T}{\partial t}$$

Όπου u_i με $i = 1, 2$ οι ταχύτητες των 2 επιφανειών σ' επαφή:

P: η μέση τοπική πίεση

Φ_x Φ_y Φ_s : συντελεστές ροής που εξαρτώνται από τον προσανατολισμό της τραχύτητας τις τυπικές αποκλίσεις των κατανομών της και της τοπικής τιμής του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης.

η : δυναμικό ή απόλυτο ιξώδες [Pas]

Οι δύο πρώτοι όροι της προηγούμενης έκφρασης προέρχονται από τους όρους που ακολουθούν, όπου η τιμή h_T αντικαθίσταται από τη διορθωμένη τιμή του τοπικού πάχους λιπαντικής μεμβράνης h λαμβανομένου υπόψη του συντελεστή ροής Φ_x , Φ_y :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h_T^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h_T^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right)$$

Ο συντελεστής Φ_x υπολογίζεται ως εξής:

$$\Phi_x = \frac{1}{Ly} \frac{\int_0^{Ly} \left(\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy}{\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right)} \quad \text{όπου: } \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p_B - p_A}{Lx}$$

Σύμφωνα με τη θεωρία Patir-Cheng οι τιμές των συντελεστών αυτών που εξάγονται κατόπιν μαθηματικής προσομοίωσης τραχειών και ανισοτρόπων επιφανειών προσεγγίζονται ως εξής:

$$\Phi_x(H, \gamma) = \begin{cases} 1 - ce^{-rH}, & \gamma \leq 1 \\ 1 + cH^{-r}, & \gamma > 1 \end{cases} \quad \Phi_y(H, \gamma) = \Phi_x\left(H, \frac{1}{\gamma}\right)$$

Όπου: $H = \frac{h}{\sigma}$ και $\gamma = \frac{\lambda_{0,5x}}{\lambda_{0,5y}}$, γ : ο δείκτης ανισοτροπίας της τραχείας επιφάνειας

που χαρακτηρίζεται από τον λόγο των μηκών κύματος $\lambda_{0,5x}$ και $\lambda_{0,5y}$, οι τιμές των οποίων ισοδυναμούν με το μήκος κύματος λ στο οποίο η αρχική τιμή της συνάρτησης αυτοσυσχέτισης της τραχύτητας πέφτει στο ήμισυ της αρχικής τιμής της.

Οι κατευθύνσεις x , y ισοδυναμούν αντίστοιχα στην διαμήκη και την περιφερειακή κατεύθυνση. Η συνάρτηση αυτή δίνεται από τον τύπο:

$$R_{xx}(\lambda) = \frac{1}{N-\lambda} \sum_{i=1}^{N-\lambda} X(l_i)X(l_i + \lambda)$$

Όπου: N : Ο αριθμός των σημείων τη κατατομής της επιφάνειας.

λ : Η απόσταση μεταξύ δύο τεταγμένων ($R_{xx}(0) = \sigma_x^2$).

Αν h η τοπική τιμή της λιπαντικής μεμβράνης \bar{h}_T ορίζεται σαν:

$$\bar{h}_T = \int_{-h}^{\infty} (h - \delta) f_{\rho 0}(\delta) d\delta$$

Για την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds γίνεται χρήση των Συνοριακών Συνθηκών που είναι γνωστές ως Half Sommerfeld, αγνοούμε λοιπόν το πεδίο των πιέσεων της αποκλίνουσας περιοχής στην οποία οι τιμές των πιέσεων σύμφωνα με το Reynolds είναι αρνητικές.

Όταν οι επιφάνειες μπορούν να θεωρηθούν λείες τότε $\Phi_x=1$ και $\Phi_y=1$ και επειδή $\sigma_{\rho 0}=0$ και το $h_T = h$ και $(u_1 - u_2)=u$ σχετική ταχύτητα. Έτσι η εξίσωση παίρνει την εξής μορφή:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

Πειραματική προσομοίωση-Προσομοιωτές-Προβλεπόμενες μετρήσεις



2.1 Πειραματικός προσομοιωτής

Στη σύγχρονη διεθνή βιβλιογραφία Ευρωπαϊκή και Αμερικάνικη εμφανίζονται μελέτες θεωρητικές και πειραματικές με στόχο τον προσδιορισμό των απωλειών αυτών, καθώς και την επίδραση των επιμέρους παραμέτρων που εισέρχονται στο υπό μελέτη φαινόμενο. Οι παράμετροι αυτές είναι:

- Η **συχνότητα περιστροφής του στροφαλοφόρου** άξονα που συνδέεται με τη γραμμική ταχύτητα του εμβόλου μέσω της γεωμετρίας του συστήματος διωστήρα – στροφάλου (μήκος διωστήρα (μπιέλας), διαδρομή εμβόλου)
- **Ιξώδες του λιπαντικού**
- **Ελαστική πίεση του δακτυλίου** στη διεπιφάνεια
- **Κατατομή του δακτυλίου**
- **Πάχος του δακτυλίου** και διάσταση περιοχής διαβροχής
- **Τραχύτητα επιφανειών**
- **Ανισοτροπία της τραχύτητας των επιφανειών**

Είναι αξιοσημείωτο ότι οι πειραματικές μελέτες εμφανίζουν τα ίδια χαρακτηριστικά την τελευταία εικοσαετία (άμεση ή έμμεση μέτρηση της δύναμης τριβής & άμεση ή έμμεση μέτρηση του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης) και μάλιστα οι περισσότερες επικεντρώνονται στην τεχνική των μετρήσεων με εφαρμογή, σε λειτουργία που απέχει σημαντικά από τις συνθήκες λειτουργίας μιας μηχανής εσωτερικής καύσης. Το γεγονός αυτό δηλώνει τη δυσκολία που εμφανίζεται κατά τις πειραματικές αυτές προσεγγίσεις λόγω φαινομένων που οφείλονται σε ταλαντώσεις, δυναμική συμπεριφορά ενός πολύπλοκου συστήματος που συμμετέχει σε μια παλινδρομική κίνηση που εμφανίζει έντονα μεταβατικά φαινόμενα.

2.2 Πειραματικός προσδιορισμός των τριβών δακτυλίου εμβόλου-κυλίνδρου

Η πλήρης εικόνα της τριβολογικής λειτουργίας ενός δακτυλίου εμβόλου MEK καθίσταται φανερή μόνον όταν υπάρχουν στοιχεία κατά την διάρκεια του παλινδρομικού κύκλου σχετικά με:

- Το ελάχιστο πάχος λιπαντικού που διαχωρίζει την επιφάνεια κυλίνδρου από την κατατομή του ελατηρίου
- Την λιπαινόμενη περιοχή της κατατομής του δακτυλίου, δηλαδή το λιπαινόμενο ενεργό πάχος του δακτυλίου
- Την πλήρη εικόνα της κατατομής του δακτυλίου περιφερειακά
- Την ύπαρξη ή όχι κυλινδρικής συμμετρίας
- Την δυνατότητα μέτρησης της δύναμης τριβής με απόκριση του συστήματος μέτρησης ώστε να καταγράφονται λεπτομερώς οι τιμές κατά την αναστροφή του πρόσημου της ταχύτητας καθώς και την δυνατότητα μέτρησης του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης του δακτυλίου παράλληλα με την δύναμη τριβής με επαγωγικά ή χωρητικά στοιχεία μέτρησης ταχείας απόκρισης
- Την πλήρη ζυγοστάθμιση δυναμικά του πειραματικού προσομοιωτή
- Την ανεξάρτητη έδραση του συστήματος κυλίνδρου/μετρητικών στοιχείων σε σχέση με τον προσομοιωτή και την βέλτιστη επιλογή των μαζικών χαρακτηριστικών του
- Την πλήρη χαρτογράφηση του προσομοιωτή σε λειτουργία εν κενώ με σκοπό την αναγνώριση των παρασίτων αρμονικών ή ιδιοσυχνοτήτων
- Πεδίο λειτουργίας 500-6000 rpm για άμεση εκμετάλλευση των αποτελεσμάτων στο πεδίο λειτουργίας συνηθισμένων MEK
- Δυνατότητα πολλαπλότητας δοκιμών για σύνολα διαφορετικών γεωμετριών
- Δυνατότητα μελέτης ταλαντωτικών φαινομένων λόγω τριβής (Stick-Slip)

Στην παρούσα μελέτη, ένας έμμεσος προσδιορισμός της κατάστασης λίπανσης που εμφανίζεται στην λιπαινόμενη επαφή μεταξύ δακτυλίου εμβόλου και κυλίνδρου MEK θεωρείται εφικτός μέσα αφ' ενός της συνεχούς μέτρησης της δύναμης τριβής και αφ' ετέρου, ελλείψει μετρήσεων πάχους λιπαντικής μεμβράνης, με την βοήθεια θεωρητικού εργαλείου-προσομοιωτικού μοντέλου της υπό μελέτη συμπεριφοράς.

Αν και αυτής της φυσιογνωμίας θεωρητικά μοντέλα-εργαλεία είναι δυνατό να τεθούν υπό αμφισβήτηση λόγω των περιοριστικών βασικών

υποθέσεων που τα χαρακτηρίζουν, η δυνατότητα επανεξέτασης των υποθέσεων αυτών θεωρείται επίσης εφικτή με την λειτουργία συγκριτή πειραματικών/θεωρητικών αποτελεσμάτων.

Στο θεωρητικό μοντέλο που διατίθεται, κάθε δακτύλιος έχει σταθερή κατατομή περιφερειακά και παρουσιάζει δυνατότητα ελαστικής παραμόρφωσής του κατά την περίπτωση που η υδροδυναμική του λειτουργία απαιτεί την απομάκρυνσή του από το τοίχωμα του κυλίνδρου με την παρεμβολή στρώματος λιπαντικού (σε αφθονία) συγκεκριμένου πάχους. Λαμβανομένου υπ' όψη και του διακένου του ανοικτού δακτυλίου η θεωρητική προσέγγιση οδηγεί στα ακόλουθα συμπεράσματα:

Εκτιμήσεις των απωλειών λόγω τριβής που οφείλονται στους δακτυλίους του εμβόλου μπορούν να επιτευχθούν μέσα από πειραματική προσομοίωση και με βάση την τιμή p_{mf} που εκφράζει την απώλεια μέσης πίεσης λόγω τριβών κατά τον πλήρη κύκλο 4-χρονου κινητήρα εσωτερικής καύσης.

Οι απώλειες αυτές δίνουν σφαιρική εικόνα της τριβολογικής συμπεριφοράς των δακτυλίων εμβόλων αλλά δεν μπορούν να δώσουν ιδιαίτερες πληροφορίες πάνω σε τοπικές δράσεις των δυνάμεων τριβής που συνδέονται στενά με την φθορά, αν και η τιμή της p_{mf} προέρχεται από υπολογισμό στον οποίο λαμβάνονται υπ' όψη όλες αυτές οι τιμές των δυνάμεων.

Σε συνθήκες ανοικτού κυλίνδρου που προσεγγίζουν τις φάσεις εξαγωγής καυσαερίων και εισαγωγής μίγματος 4-χρονου κινητήρα εσωτερικής καύσης, η εκτίμηση των απωλειών λόγω τριβής μιας πλήρους συστοιχίας δακτυλίων εμβόλου μπορεί να επιτευχθεί και από σύνθεση/αλγεβρικό άθροισμα των απωλειών των μεμονωμένων δακτυλίων ή ακόμη και από σύνθεση/αλγεβρικό άθροισμα απωλειών προερχομένων από ζεύγος δακτυλίων προσανυζημένων κατά της απώλειες του ετέρου δακτυλίου σε μεμονωμένη λειτουργία.

Το γεγονός αυτό καταδεικνύει την μερική, όχι αμιγώς υδροδυναμική λίπανση των δακτυλίων του εμβόλου ακόμη και κάτω από τις πιο ευνοϊκές ρεαλιστικές συνθήκες λειτουργίας τους.

1. Ο 1^{ος} δακτύλιος παρουσιάζει προφίλ το οποίο μπορεί να λειτουργήσει υδροδυναμικά και κατά τις δύο φάσεις κίνησης του εμβόλου (κάθοδο, από ΑΝΣ προς ΚΝΣ και άνοδο, από ΚΝΣ προς ΑΝΣ) και κυρίως στο μέσο της διαδρομής του, ή πιο συγκεκριμένα στην περιοχή μεγιστοποίησης του μέτρου της ταχύτητάς του. Ο δακτύλιος αυτός παρουσιάζει θεωρητικά υδροδυναμική δύναμη τριβής που χαρακτηρίζεται από αύξηση της τιμής της με την αύξηση του ιξώδους, της ταχύτητας περιστροφής, της ελαστικής πίεσης ή γενικά του φορτίου. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων με βάση την p_{mf} αποτελούν ένδειξη για έστω και μερική υδροδυναμική λίπανση του δακτυλίου αυτού εμφανίζοντας αντίστοιχα με τα προαναφερθέντα χαρακτηριστικά (Σχ. 2.1).

Σε αλληλεπίδραση με τον 2^ο δακτύλιο σε ζεύγος, εμφανίζει αύξηση των απωλειών σε σχέση με το άθροισμα των απωλειών των μεμονωμένων δακτυλίων, προσδίδοντας τελικά στο ζεύγος μία ελαφρά δική του φυσιογνωμία λειτουργίας (Σχ.2.2).

Σε συνδυασμό-αλληλεπίδραση με τον 3^ο δακτύλιο εμφανίζει ελαφρά αύξηση των απωλειών με τελική συμπεριφορά του ζεύγους επίσης παρόμοια με τη δική του, όμως με λιγότερο έντονες διακυμάνσεις λόγω της παρουσίας μιας σταθερότητας στη συμπεριφορά του 3^{ου} δακτυλίου (Σχ. 2.4).

Στην εκτίμηση συνθετικών απωλειών του συνόλου λαμβάνοντας υπ' όψη της απώλειες για 1^ο και 2^ο δακτύλιο μαζί αθροιζόμενες αλγεβρικά με τον μεμονωμένο 3^ο υπάρχει υπερεκτίμηση των απωλειών, ενώ αντίθετα 1^{ος} και 3^{ος} μαζί σε σύνθεση με τον 2^ο ή συνθετικές απώλειες με βάση μεμονωμένους τους δακτυλίους δίνουν αρκετά καλή προσέγγιση απωλειών (Σχ. 2.5).

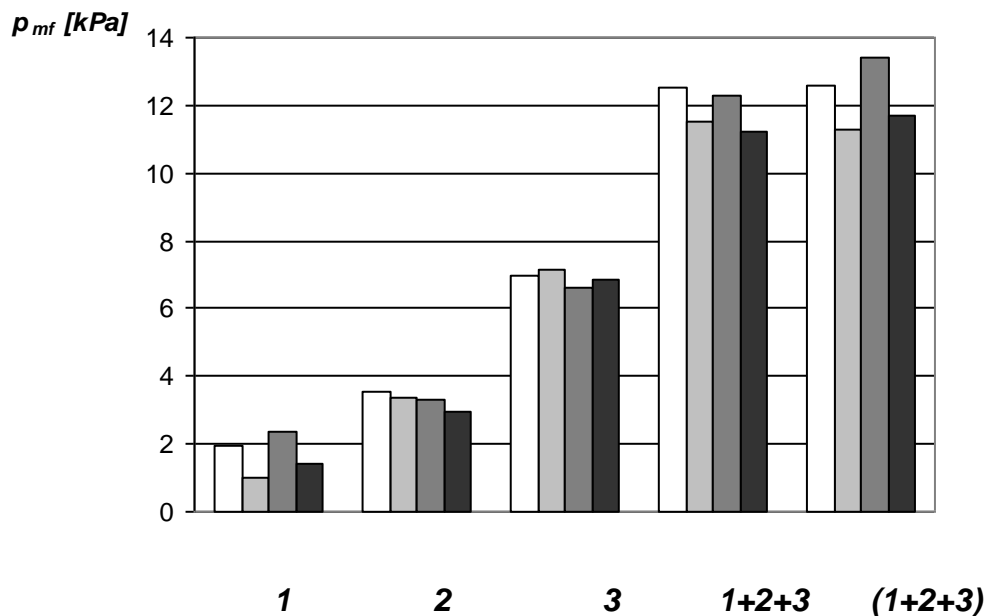
Σημαντική θεωρείται η παρατήρηση ότι στην συστοιχία των τριών δακτυλίων εμφανίζονται τελικά παρόμοια λειτουργικά χαρακτηριστικά που καταγράφονται στον 1^ο δακτύλιο σε μεμονωμένη λειτουργία.

2. Ο 2^{ος} δακτύλιος, εξ αιτίας του σχήματός του, παρουσιάζει θεωρητικά μια αναμενόμενη σταθερότητα δύναμης τριβής κατά την κάθοδο λόγω συνεχούς επαφής του με τον κύλινδρο. Πρόσθετη υδροδυναμική συνιστώσα τριβής κατά την φάση αυτή δεν είναι δυνατό να εμφανισθεί λόγω αρνητικού πεδίου πιέσεων-σπηλαιώσεων-διακοπής της συνέχειας της μεμβράνης. Οποιαδήποτε μείωση της τιμής της δύναμης τριβής στην μεσαία περιοχή οφείλεται μάλλον σε μεταβολή της επιφάνειας επαφής λόγω περιστροφής της

κατατομής (βαθμός ελευθερίας λόγω δημιουργίας ροπών επί του δακτυλίου). Κατά την άνοδο όμως, η δυνατότητα παραλαβής υδροδυναμικού φορτίου οδηγεί σε μείωση της δύναμης τριβής η οποία την στιγμή που δεν εξαρτάται σημαντικά από την θερμοκρασία σημαίνει ότι προέρχεται από υδροδυναμική λίπανση μέρους μόνο του πλάτους του δακτυλίου και συγχρόνως έντονη παρουσία συνιστώσας τριβής που οφείλεται κατά βάση σε μεταλλική επαφή. Η καταγραφή της συμπεριφοράς αυτής με βάση την p_{mf} παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.1. Ο 2^{ος} δακτύλιος σε ζεύγος με τον 1^ο χάνει τις ιδιότητες του αν και προσδίδει τελικά μία πτωτική τάση στις απώλειες με την μείωση του ιξώδους και την αύξηση της ταχύτητας, τάση που παρατηρείται όταν λειτουργεί μεμονωμένα. Σε ζεύγος με τον 3^ο παρατηρείται μείωση των συνολικών απωλειών και έντονη σταθερότητα/έλλειψη ευαισθησίας έναντι θερμοκρασίας και ταχύτητας.

Η διαδικασία προσδιορισμού των απωλειών του συνόλου λαμβάνοντας υπ' όψη 2^ο και 3^ο δακτύλιο μαζί, σε σύνθεση με τον 1^ο μεμονωμένο, οδηγεί σε σοβαρή υποεκτίμηση των απωλειών αλλά με έντονα τα χαρακτηριστικά συμπεριφοράς που παρατηρούνται στην πλήρη συστοιχία, ενώ αντίθετα 1^{ος} και 2^{ος} σε συστοιχία και σύνθεση με τον 3^ο οδηγούν σε υπερεκτίμηση απωλειών, όπως ήδη έχει αναφερθεί (Σχ.2.5).

3. Ο 3^{ος} δακτύλιος εμφανίζει γενικά, έντονα χαρακτηριστικά αδυναμίας παραλαβής υδροδυναμικού φορτίου, όμως μια έστω και ελαφρά περιστροφή της κατατομής του μπορεί να οδηγήσει σε μερική υδροδυναμική λίπανση γεγονός που εξηγείται με την μικρή εξάρτηση από την θερμοκρασία λαδιού (Σχ. 2.1). Σε αλληλεπίδραση-ζεύγος με τον 1^ο εμφανίζει να προσδίδει σταθερότητα με ελαφρά αυξητική τάση (Σχ. 2.4). Σε αλληλεπίδραση-ζεύγος με τον 2^ο όπως προαναφέρθηκε προσδίδει σταθερότητα με μείωση του συνόλου των απωλειών (Σχ. 2.3).



Σχήμα 2.1. Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας*.

1: ο πρώτος δακτύλιος (της φωτιάς)

2: ο δεύτερος δακτύλιος (στεγάνωσης)

3: ο τρίτος δακτύλιος (στράγγισης)

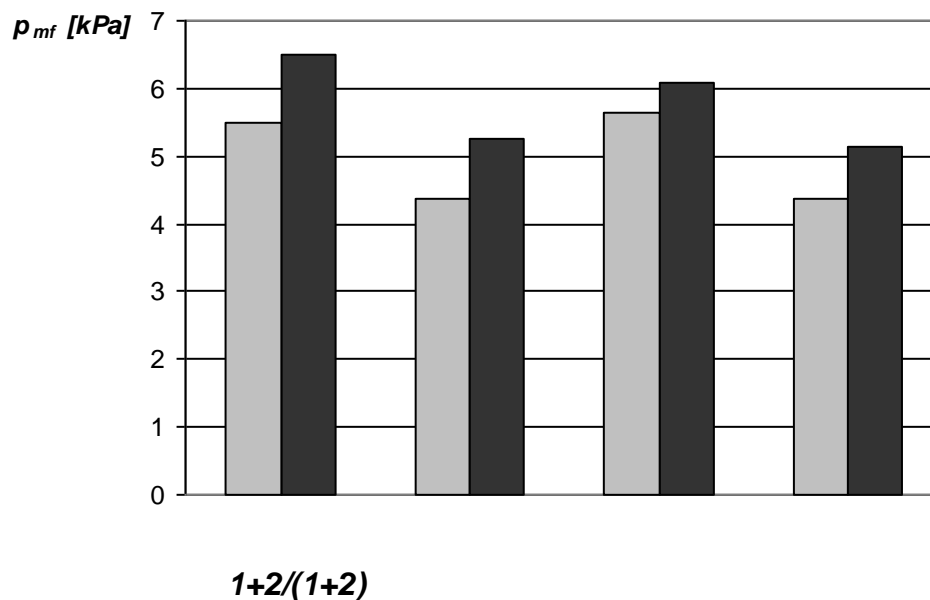
1+2+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

(1+2+3): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι τρεις δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο

* Συνθήκες λειτουργίας: περιστροφική ταχύτητα/ιξώδες λιπαντικού

500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Μετρήσεις σε προσομοιωτή πρώτης γενιάς, γεωμετρία MEK Renault 851-541cm³/κύλινδρο

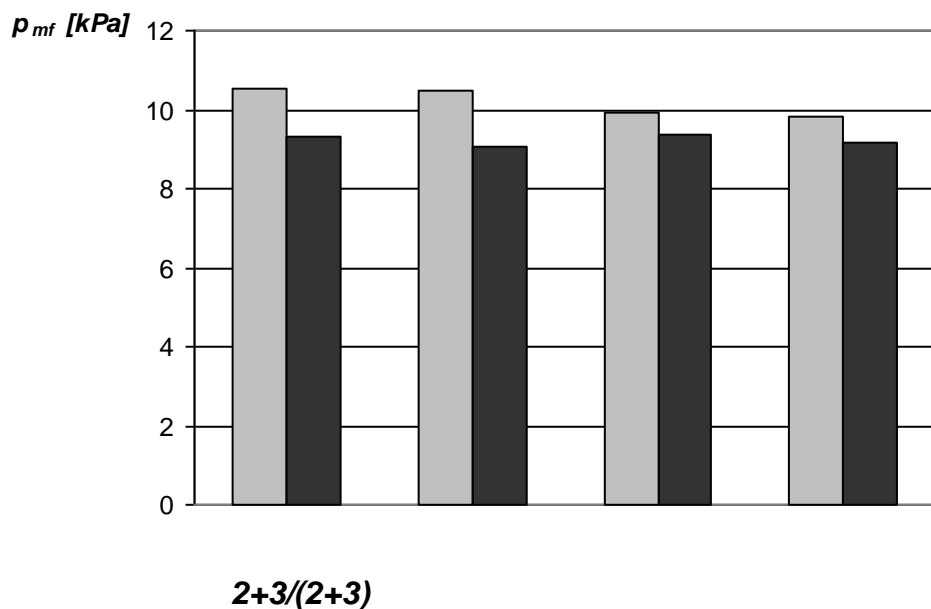


500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Σχήμα 2.2 Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου 1^o και 2^o σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

1+2 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

(1+2): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι δύο δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο

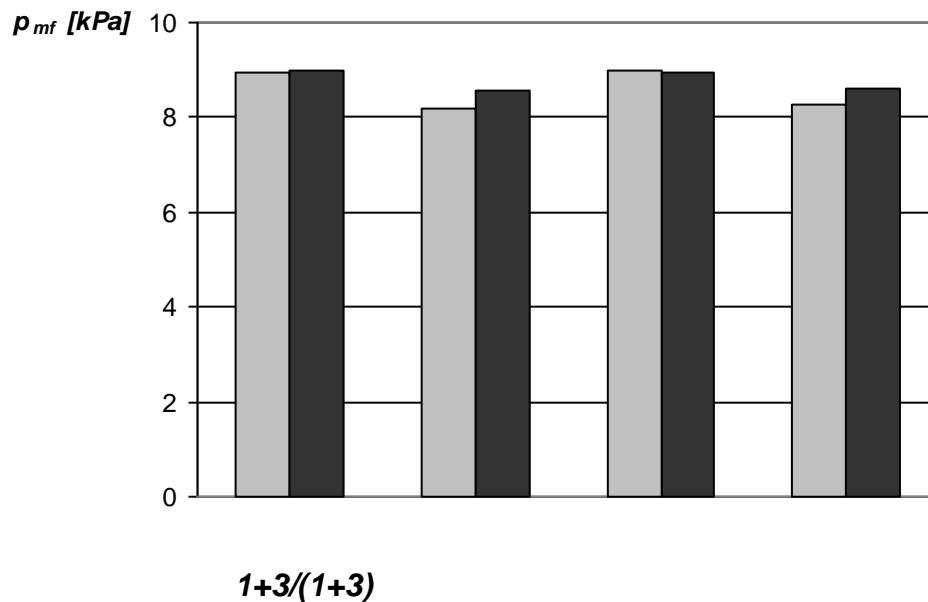


500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Σχήμα 2.3 Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου **2^ο** και **3^ο** σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

2+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

(2+3): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι δύο δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο

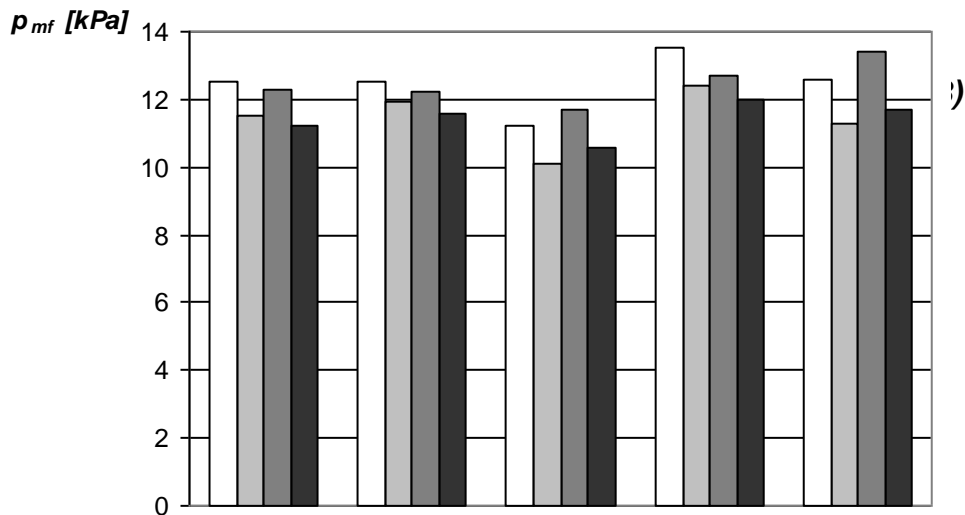


500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

Σχήμα 2.4 Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου 1^o και 3^o σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

1+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

(1+3): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι δύο δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο



Σχήμα 2.5. Απώλειες από τριβή p_{mf} [kPa] για τους δακτυλίους εμβόλου σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας*.

1+2+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα των απωλειών μεμονωμένων δακτυλίων

(1+3)+2 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα απωλειών ζεύγους **(1+3)** + μεμονωμένου **2**

1+(2+3): συνθετικές απώλειες, άθροισμα απωλειών ζεύγους **(2+3)** + μεμονωμένου **1**

(1+2)+3 : συνθετικές απώλειες, άθροισμα απωλειών ζεύγους **(1+2)** + μεμονωμένου **3**

(1+2+3): ολικές απώλειες συστοιχίας, οι τρεις δακτύλιοι μαζί σε οδηγούμενο έμβολο

* Συνθήκες λειτουργίας: περιστροφική ταχύτητα/ιξώδες λιπαντικού

500 rpm/70 mPa.s, 500 rpm/11 mPa.s, 955 rpm/70 mPa.s, 955 rpm/11 mPa.s

2.3 Σύγκριση απωλειών τριβών δακτυλίων εμβόλων διαφορετικών κινητήρων μέσα από την τιμή της P_{mf} .

Μέσα από τις τιμές της p_{mf} είναι εφικτή η σύγκριση της τριβολογικής συμπεριφοράς από άποψη των ενεργειακών απωλειών μεταξύ:

- A) Κινητήρων διαφορετικού κυβισμού – διαδρομής – Μήκους διωστήρα
- B) Διαφορετικών Τύπων - Κατατομών
- Γ) Διαφορετικών μικρογεωμετρικών χαρακτηριστικών που δεν είναι δυνατόν να συγκριθούν μέσα από τις καμπύλες του Stribeck.

Έχοντας στόχο τη χρήση προσομοιωτή κανονικών διαστάσεων που να λειτουργεί μέχρι συχνότητα περιστροφής 6000rpm (στροφές ανά λεπτό) χωρίς όμως την αναπαραγωγή και των τεσσάρων κύκλων μιας MEK, έγινε επιλογή δύο όμοιων κινητήρων (Fiat 187A1.000 και 176B2.000) που συνεργάζονται μεταξύ τους ως εξής.

2.4 Προσομοιωτής τριβολογικής συμπεριφοράς δακτυλίου εμβόλου-κυλίνδρου.



Σχήμα 2.6: Συναρμολογημένο σύνολο μονοκύλινδρου προσομοιωτή δεύτερης γενιάς (Fiat), διακρίνονται το σώμα του κινητήρα, η μετρητική συστοιχία-διάταξη και ο ηλεκτροκινητήρας που κινεί το σύνολο.



Σχήμα 2.7: Συναρμολογημένο σύνολο μονοκύλινδρου προσομοιωτή πρώτης γενιάς (Πανταζάρας-Renault 1981), διακρίνονται το σώμα του κινητήρα, η

μετρητική συστοιχία-διάταξη, ο ηλεκτροκινητήρας που κινεί το σύνολο και ο οδοντωτός ιμάντας.

Το συναρμολογημένο σύνολο θεωρείται προσομοιωτής δεύτερης γενιάς σε σχέση με μονοκύλινδρο ειδικά κατασκευασμένο προσομοιωτή μέγιστης κυβισμού ανά κύλινδρο 541cm^3 . Η διαφοροποίηση μεταξύ του προσομοιωτή δεύτερης γενιάς με τον προηγούμενο σχετίζεται με την εξολοκλήρου χρήση MEK ετεροκινούμενης και κατάλληλα διαμορφωμένης ώστε να επιτρέπει αφενός μεν την άμεση μέτρηση δύναμης τριβής μεταξύ ελατηρίων κυλίνδρου ή ακόμη και πλήρως εξοπλισμένου εμβόλου και κυλίνδρου καθώς και σε δεύτερη φάση έξω από τα όρια της παρούσας διπλωματικής μέτρηση – φωτογράφιση – βιντεοσκόπηση της λιπαντικής μεμβράνης.

Ο προσομοιωτής ο οποίος σχεδιάστηκε, κατασκευάστηκε και τέθηκε σε λειτουργία στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας επιτρέπει την πειραματική μελέτη τριβολογικής συμπεριφοράς δακτυλίων εμβόλου διαμέτρου 70mm κινητήρα MEK εργοστασίου Fiat τύπου 187A1.000 και 176B2.000 (Η διαφορά στην ταξινόμηση δεν αφορά τα τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα ή τα γεωμετρικά του χαρακτηριστικά αλλά το μοντέλο στο οποίο τοποθετείται) τεσσάρων κυλίνδρων σε σειρά συνολικού κυβισμού 1108cc. Πρόκειται για ετεροκινούμενο προσομοιωτή. Ηλεκτροκινητήρας 5HP/1500 rpm μέσω τραπεζοειδών ιμάντων κινεί το σύστημα . Ο κινητήρας της βάσης έχει εξοπλισμένους τους δύο από τους τέσσερις διωστήρες τους 1 και 3(η αρίθμηση ξεκινά από την πλευρά του κιβωτίου ταχυτήτων). Οι διωστήρες αυτοί οδηγούνται με τη βοήθεια συστήματος αναστολής της περιστροφής των εμβόλων του κινητήρα μέτρησης ο οποίος είναι του ίδιου τύπου με τον κινητήρα βάσης και τοποθετημένος με τους κυλίνδρους προς τα κάτω. Με τον τρόπο αυτό γίνεται μερική εξισορρόπηση-ζυγοστάθμιση του συστήματος το οποίο εμφανίζει αυξημένες παλινδρομικές μάζες(παλινδρομική μάζα διωστήρα κινητήρα βάσης + παλινδρομική μάζα του οδηγού + μάζα εμβόλου κινητήρα βάσης + μάζα εμβόλου κινητήρα μέτρησης). Στον κινητήρα μέτρησης έγινε επιλογή του κυλίνδρου No1 για την μέτρηση των δυνάμεων που οφείλονται στις τριβές δακτυλίου χιτωνίου. Ο κύλινδρος έχει αποκοπεί από το υπόλοιπο κιβώτιο(block) της μηχανής και είναι τοποθετημένος με ενδιάμεσα

στοιχεία τους πιεζοηλεκτρικούς αισθητήρες δύναμης επάνω στο κινητήρα βάσης. Βασικά πλεονεκτήματα της λύσης που επιλέγει είναι τα εξής:

1) Χρήση τεμαχίων κινητήρα χωρίς πρόσθετες κατεργασίες (Σώμα κινητήρα βάσης στροφαλοφόρος άξονας κινητήρα βάσης, διωστήρες κινητήρα βάσης)

2) Ελαχιστοποίηση κατεργασιών των ειδικών τεμαχίων (Κατεργασία εμβόλου κινητήρα βάσης με σκοπό την οδήγηση του παλινδρομούντος συστήματος, κατασκευή κυλινδρικών οδηγών, κατασκευή τεμαχίων οδήγησης, κατεργασία εμβόλων κινητήρα μέτρησης)

3) Δυνατότητα διατήρησης του συστήματος λίπανσης του κινητήρα βάσης(με τη μητρική αντλία λαδιού)

4) Δυνατότητα θέρμανσης του λιπαντικού ελαίου με τη βοήθεια θερμαντήρα και μέγιστη θερμοκρασία περίπου 85°C. Κατ' αρχήν για λόγους ασφαλείας προσωπικού και εξοπλισμού.

5) Η σύνδεση των σωμάτων των δύο κινητήρων που είναι τοποθετημένοι μετωπικά καθίσταται εύκολη και ταχεία λόγω της προϋπαρξής κοχλιοτομημένων οπών που κανονικά χρησιμοποιούνται για των κυλινδροκεφαλών με τα σώματα των κυλίνδρων.

Συνδυασμός διαφορετικών διαμέτρων των τροχαλιών των τραπεζοειδών ιμάντων επιτρέπει τη μεταβολή της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου του κινητήρα βάσης από 750σαλ έως 6000σαλ.

Το σύστημα λίπανσης του προσομοιωτή περιλαμβάνει δοχείο χωρητικότητας 10L θερμοστατικής ρύθμισης και με δυνατότητα ανακυκλοφορίας.

Η λίπανση του χιτωνίου μέτρησης γίνεται με εκτοξεύσεις λιπαντικού που προέρχεται από τη λίπανση των υδροδυναμικών εδράνων αφενός του στροφαλοφόρου και αφετέρου των διωστήρων στους οποίους συναντάται συγκεκριμένη οπή εκτόξευσης λιπαντικού προς την υπό μελέτη επιφάνεια.

Οι μετρήσεις που προβλέπονται στο συγκεκριμένο προσομοιωτή είναι:

1) Μέτρηση της συχνότητας περιστροφής του στροφαλοφόρου ΜΕΚ βάσης. Η μέτρηση αυτή πραγματοποιείται με ψηφιακό στροφόμετρο επαγωγικού τύπου ενώ παράλληλα μία καλύτερη προσέγγιση

επιτυγχάνεται με αντίστοιχο αισθητήρα που καθορίζει τη θέση στο άνω νεκρό σημείο ενός εκ των οδηγών των εμβόλων

- 2) Μέτρηση θερμοκρασίας του λιπαντικού.
- 3) Μέτρηση θερμοκρασίας χιτωνίου(Με βοήθεια θερμοστοιχείων/μελλοντική μέτρηση).
- 4) Μέτρηση της δύναμης τριβής.
- 5) Μέτρηση του πάχους λιπαντικής μεμβράνης (μελλοντική μέτρηση-βιντεοσκόπηση).
- 6) Μέτρηση της δυναμικής συμπεριφοράς του συστήματος με τη βοήθεια της επιτάχυνσης της ταλάντωσής του.

Ο πρώτος κινητήρας, χωρίς κεφαλές των κυλίνδρων χρησιμοποιείται για την κίνηση και του δεύτερου, χρησιμοποιώντας μόνο δύο συστήματα διωστήρα – εμβόλου για μερική εξισορρόπηση κατά τη λειτουργία των παλινδρομουσών μαζών (κύλινδρος 1 και 3). Ο κινητήρας αυτός, που θα ονομάζεται στο εξής **κινητήρας βάσης**, παίρνει κίνηση μέσω τροχαλίων για τραπεζοειδή ιμάντα από τριφασικό κινητήρα σταθερών στροφών (τύπος απόδοση). Ο κινητήρας αυτός διαθέτει ελαιολεκάνη και αντλία λαδιού η οποία λιπαίνει και τους δύο κινητήρες κατά τη λειτουργία τους. Τα δύο έμβολα του κινητήρα βάσης οδηγούνται με επιμήκεις κυλινδρικούς οδηγούς με σκοπό την αποφυγή ενδεχόμενης περιστροφής των εμβόλων ως προς τον πείρο του εμβόλου.

Οι οδηγοί αυτοί, των εμβόλων συνδέονται με τα έμβολα του δεύτερου κινητήρα του οποίου ο ένας κύλινδρος (No1) έχει αποκοπεί κατάλληλα και είναι συνδεδεμένος μέσω πιεζοηλεκτρικών μετρητών δύναμης με το ακίνητο – σταθερό σώμα του κινητήρα βάσης.

Το έμβολο που φέρει τους προς μελέτη δακτυλίους έχει μειωμένη διάμετρο σε σχέση με την ονομαστική του με σκοπό την αποφυγή ανεπιθύμητων επιδράσεων στο σύστημα μέτρησης. Η επίδραση του λιπαντικού είναι δυνατόν να μελετηθεί είτε με τη χρήση διαφορετικών τύπων λιπαντικών (πχ 0W15, 15W40, 15W30, 20W50) είτε με τη διαφοροποίηση της θερμοκρασίας του με τη βοήθεια συστήματος θέρμανσης και κυκλοφορίας λιπαντικού.

2.5 Κατάλογος Πειραμάτων που μπορούν να πραγματοποιηθούν με τον συγκεκριμένο προσομοιωτή.

Στον κατασκευασθέντα προσομοιωτή τριβής χιτωνίων - κυλίνδρου μπορούμε να πραγματοποιήσουμε μία σειρά πειραμάτων των οποίων , μη πεπερασμένος κατάλογος δίνεται στη συνέχεια.

- 1) επίδραση της συχνότητας περιστροφής, δοκιμές με διάφορες συχνότητες από 0 έως 6000rpm.
- 2) Επίδραση του ιξώδους και του τύπου του λιπαντικού δοκιμές με χρήση διαφορετικών λιπαντικών σε δεδομένη θερμοκρασία αναφοράς ή ακόμη δοκιμές με διαφοροποίηση της θερμοκρασίας κάθε λιπαντικού.
- 3) Επίδραση της κατατομής του δακτυλίου: Δοκιμές με δακτυλίους πχ. «της φωτιάς» 1^{ος} , με δακτύλιο επίπεδο, παραβολικής κατατομής, κυρτό με ακτίνα καμπυλότητας, κολουροκωνικό 2^{ος} κλπ .
- 4) Επίδραση του αριθμού και του τύπου των δακτυλίων , δοκιμές με έμβολο χωρίς ή με οδήγηση, εξοπλισμένο με τρεις, δύο ή έναν δακτύλιο.
- 5) Επίδραση της γεωμετρίας του συστήματος (απαίτηση διαφορετικού σώματος μηχανής) .
- 6) Επίδραση μικρογεωμετρίας και/ή σφαλμάτων κατεργασίας ή συναρμολόγησης του συστήματος, δοκιμές με κύλινδρο λιγότερο ή περισσότερο τραχύ σε διάφορες φάσεις φθοράς και τιμών ανισοτροπίας.

2.6 Διαδικασία συναρμολόγησης και δομικά χαρακτηριστικά

Η αρχική ιδέα κατασκευής του εν λόγω προσομοιωτή δεν είναι πρωτότυπη. Στον παγκόσμιο ιστό υπάρχουν και άλλα παραδείγματα τέτοιων προσομοιωτών τριβών όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, όμως ο στόχος για προσομοίωση σε πραγματικές συνθήκες θα έπρεπε να χρησιμοποιεί εργοστασιακά στοιχεία μηχανών εσωτερικής καύσης και όχι μόνο ειδικά τεμάχια που συνεργαζόμενα θα έδιναν μια «ψευδαίσθηση» παλινδρομικής κίνησης. Επίσης σα ζητούμενο εξαρχής είχε τεθεί η **επίτευξη υψηλών στροφών**, πράγμα που απαιτούσε πολύ υψηλή στιβαρότητα κατασκευής για περιορισμό των ταλαντώσεων, ή για τη μετατόπιση τους σε χαμηλές συχνότητες που δεν θα επηρέαζαν τις μετρήσεις.



Σχήμα 2.8: Συναρμολογημένο σύνολο προσομοιωτή δεύτερης γενιάς Fiat, διακρίνονται τα σώματα των κινητήρων και ο πλωτός κύλινδρος και ο ηλεκτροκινητήρας (Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας).



Σχήμα 2.9: Συναρμολογημένο σύνολο προσομοιωτή πρώτης γενιάς Renault, διακρίνονται το σώμα του κινητήρα και η διάταξη της ιμαντοκίνησης.

Η πειραματική διάταξη του προσομοιωτή αποτελείται από μια συστοιχία εξαρτημάτων τα οποία βρέθηκαν παροπλισμένα στην αγορά ανταλλακτικών αυτοκινήτων του Βόλου. Για αυτό το λόγο απαιτήθηκε πλήθος μετατροπών και μηχανουργικών κατεργασιών για να συναρμολογηθούν και να λειτουργήσουν απρόσκοπτα και αξιόπιστα όλα μαζί.

Έτσι, έπειτα από συστηματική μελέτη αλλά και από δοκιμές στο εργαστήριο, σχεδόν όλα τα τεμάχια από τα οποία αποτελείται ο προσομοιωτής μετασκευάστηκαν ώστε να συνεργάζονται απόλυτα μεταξύ τους με κύριο γνώμονα την αξιοπιστία και την αντοχή σε εξαντλητικές δόκιμες.

Την κατασκευή ακολούθησαν τα πρώτα δοκιμαστικά πειράματα για να ελεγχθεί η αντοχή του συστήματος. Σ' αυτά τα πειράματα ο προσομοιωτής τέθηκε σε ακραίες συνθήκες ασκούμενου φορτίου για πολλή ώρα με αποτέλεσμα την εξαγωγή του συμπεράσματος ότι ο σχεδιασμός της διάταξης κρίνεται επιτυχής με άμεση απόρροια την αντοχή του στο χρόνο.

Παρακάτω αναφέρονται και περιγράφονται τα κύρια **δομικά χαρακτηριστικά** του προσομοιωτή χωρίς να γίνεται εμβάθυνση σε όλα τα κατασκευαστικά τμήματα, ώστε κάθε αναγνώστης να έχει μια γενική εποπτεία της κατασκευής δίχως να είναι απαραίτητη η απομνημόνευση του μεγάλου αριθμού των συνεργαζομένων κομματιών. Παράλληλα παρουσιάζεται η ευκαιρία σύγκριση με τον προσομοιωτή πρώτης γενιάς με σκοπό να αναδειχθούν οι βελτιώσεις που έλαβαν χώρα στον προσομοιωτή του τμήματος μηχανολόγων μηχανικών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας



Σχήμα 2.10: Η μετρητική συστοιχία του προσομοιωτή πρώτης γενιάς και το επάνω μέρος οδήγησης του εμβόλου.



Σχήμα 2.11: Ο «πλωτός» κύλινδρος του προσομοιωτή πρώτης γενιάς αυτός προσαρμόζεται στη μετρητική συστοιχία.

Τα στοιχεία γεωμετρίας, μικροτοπογραφίας, κινηματικής και ελαστικότητας των στοιχείων καθώς και του ιξώδους του λιπαντικού του κινητήρα FIAT που χρησιμοποιήθηκε δίνονται στην συνέχεια:

- **Τύπος κινητήρα:** 4-κύλινδρος σε σειρά (FIAT 187A1000 και 176B2000), κυβισμού 277 cm^3 ανά κύλινδρο
- **Διάμετρος κυλίνδρου:** 70 mm
- **Διαδρομή εμβόλου :** 71,95 mm
- **Μήκος διωστήρα:** 111,45mm
- **Υπολογισθείσες τιμές παραμέτρων μικρογεωμετρίας κυλίνδρου**
 - για αρχική κατάσταση: $\sigma = 1.10 \text{ } \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.95 \text{ } \mu\text{m}$, $y_o = 0.40 \text{ } \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.20$, $\sigma'/\beta = 0.050$, $\gamma = 0.30$

Όπου σ : η τιμή **rms** της κατανομής του πληθυσμού των υψομέτρων σημείων της επιφάνειας του κυλίνδρου,

σ' : η τιμή **rms** της κατανομής του πληθυσμού των υψομέτρων των κορυφών των λόφων της επιφάνειας του κυλίνδρου,

y_o : η διαφορά των μέσων τιμών των προαναφερθέντων πληθυσμών,

η : η πυκνότητα λόφων, αριθμός λόφων ανά μονάδα επιφάνειας,

β : η αντιπροσωπευτική ακτίνα καμπυλότητας των λόφων

και γ : ο δείκτης ανισοτροπίας της επιφάνειας

- Για ενδιάμεση κατάσταση φθοράς κατά το στρώσιμο: $\sigma = 0.40 \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.82 \mu\text{m}$, $y_o = 0.17 \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.17$, $\sigma'/\beta = 0.040$, $\gamma = 1$
 - Για προχωρημένη κατάσταση φθοράς μετά το στρώσιμο: $\sigma = 0.30 \mu\text{m}$, $\sigma' = 0.55 \mu\text{m}$, $y_o = 0.14 \mu\text{m}$, $\eta\beta\sigma' = 0.30$, $\sigma'/\beta = 0.028$, $\gamma = 3$
- **1^{ος} δακτύλιος**: πλάτος 1.11mm, ελαστ. πίεση $2.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, καμπυλότητα 18 mm
 - **2^{ος} δακτύλιος**: πλάτος 1.11mm, ελαστ. πίεση $2.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, κωνικότητα 20 μm
 - **3^{ος} δακτύλιος**: πλάτος χειλέων 0.6mm, ελαστική πίεση $7.8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
 - **Συνθήκες λειτουργίας**: Eta ή $\eta = 7.39 \text{ mPa}$

Στο εξής αυτές οι συνθήκες λειτουργίας θα αποκαλούνται *fiat, nominal* και θα χρησιμοποιούνται χωρίς να αναφέρονται κάθε φορά, αντίστοιχα με τις *nominal* συνθήκες του κινητήρα Renault 851 που αναφέρονται στο πρώτο κεφάλαιο.

Ο προσομοιωτής έχει την κωδική ονομασία **BYBY-PANDA 5HP** και αποτελείται από τα παρακάτω κυρίως τμήματα:

Σώμα κινητήρα (μπλοκ): Επιλέχθηκαν σώμα (μπλοκ) κινητήρα εσωτερικής καύσης από **FIAT PANDA 1108cc** της σειράς με κωδικό προϊόντος **176B2.000** και σώμα (μπλοκ) κινητήρα εσωτερικής καύσης από **FIAT PANDA 1108cc** της σειράς με κωδικό προϊόντος **187A1.000**. Ο 176B2.000 είναι οχταβάλβιδος και χρησιμοποιήθηκε σαν κινητήρας βάσης με την τοποθέτηση φλατζών 5mm και ελαστικών βάσεων(καουτσούκ) τοποθετήθηκε επάνω στην τράπεζα έδρασης του πειράματος. Από τα εξαρτήματα του διατηρήθηκαν ο στροφαλοφόρος άξονας, τα έδρανα του στροφαλοφόρου άξονα (κουζινέτα) με την αρίθμησή τους(I, II, C, III, IV), τα έμβολα, πιστόνια (μπιέλες), πύροι εμβόλων και ελατήρια των κυλίνδρων 1 και 3. Τέλος διατηρήθηκε η μητρική αντλία πετρελαίου για τη λίπανση του κάτω

μπλοκ με την αγορά ενός νέου φίλτρου λαδιού της εταιρίας φιάτ. Στον δεύτερο κινητήρα 187A1.000 αφαιρέθηκαν όλα τα κινούμενα μέρη και κρατήθηκε μόνο ο σκελετός (σώμα), και τα έμβολα 2 και 4 με του πύρους τους. Επίσης του έγινε τομή όπως φαίνεται στην εικόνα στο χιτώνιο 4 για διαχωριστεί από το υπόλοιπο μπλοκ και να γίνει το πλωτό σύστημα για τη μέτρηση των τριβών. Η περεταίρω κατεργασία του αποκομμένου τεμαχίου έγινε με τροχό χειρός με τον οποίο αφαιρέθηκαν τα περιττά μέρη του χιτωνίου για να γίνει πιο συμμετρικό και πιο ελαφρύ.

Οι δύο κινητήρες τοποθετήθηκαν αντικριστά και για την ένωση τους χρησιμοποιήθηκαν 3 οδηγοί πύροι $\Phi 12$ με ίδιο μήκος για να έχουν τα 2 μπλοκ την επιθυμητή απόσταση 28mm και 3 ειδικά τεμάχια με αντίθετα σπειρώματα M12 στο πάνω και κάτω μέρος και περικόχλιο σύσφιξης στο κέντρο. Οι οπές στις κεφαλές των μπλοκ ανοίχτηκαν με καλουπόφραιζα για να έχουν τα βάθη των οπών τη μέγιστη δυνατή διαστατική ακρίβεια. Αυτή η τοποθέτηση αύξησε κατά πολύ τη στιβαρότητα του παλινδρομούντος συστήματος.

Ειδικά τεμάχια οδηγών εμβόλων : Στα έμβολα του κάτω κινητήρα έγιναν οι απαραίτητες μηχανουργικές κατεργασίες για την τοποθέτηση οδηγών με βίδες στο επάνω μέρος τους.

Χρησιμοποιήθηκαν οδηγοί από βάκτρο διαμέτρου 32mm από το εμπόριο στα οποία στο πάνω μέρος έγινε αφαίρεση υλικού για να ελαφρύνουν. Στο κάτω μέρος τοποθετήθηκαν(με οξυγονοκόλληση) φλάντζες πάχους 5mm και διαμέτρου 70mm για να προσαρμόζονται πάνω στα έμβολα του κινητήρα βάσης. Σε κατάλληλο ύψος διανοίχτηκαν οπές για να περνάν οι πύροι των εμβόλων του πάνω κινητήρα και τέλος, διανοίχτηκαν οπές στα πάνω έμβολα για να μπορέσουν να «φορεθούν» στο στέλεχος των ειδικών τεμαχίων-οδηγών.



Σχήμα 2.12: Η μετρητική συστοιχία του προσομοιωτή δεύτερης γενιάς.



Σχήμα 2.13: Η μετρητική συστοιχία του προσομοιωτή πρώτης γενιάς.

Διάταξη οδήγησης ειδικών τεμαχίων οδηγών εμβόλων : Για να επιτευχθεί η οδηγούμενη κίνηση χρησιμοποιήθηκαν:

Στο κάτω μέρος των οδηγών-βάκτρων: Η ισχυρή σύνδεση με τα έμβολα των κυλίνδρων 1 και 3 του κάτω κινητήρα βάσης που οδηγούνται

από τα χιτώνια των κυλίνδρων μετατρέποντας την κυκλική κίνηση του στροφαλοφόρου άξονα σε παλινδρομική. Μάλιστα η τοποθέτηση των δακτυλίων στα κάτω έμβολα περιόρισε επιπλέον τις εγκάρσιες, ως προς τον άξονα μετατόπισης, μετακινήσεις.

Στο πάνω μέρος των οδηγών-βάκτρων: Στο πάνω μέρος εκεί που βρισκόταν οι οπές στήριξης για τα ημιέδρανα του στροφαλοφόρου άξονα τοποθετήθηκαν αλουμινένιες τροχαλίες όπου στους ομφαλούς τους μπήκαν αυτολίπαντοι δακτύλιοι χαλκού εσωτερικής διαμέτρου $\Phi 32$. Έτσι επετεύχθη η «στιβαρή» οδήγηση του συστήματος στο πάνω μέρος.

Η σωστή οδήγηση ήταν εξ αρχής ζητούμενο για ένα ομαλό σύστημα χωρίς κραδασμούς και περιττές επαφές χιτωνίων με έμβολα. Ενδεικτικά θα αναφέρουμε ότι το βάρος των οδηγών-βάκτρων μετά και την αφαίρεση υλικού από το εσωτερικό τους ήταν 2.5kg που παλινδρομούν έως και 6.000σαλ σε μια απόσταση 72mm από το ΑΝΣ έως το ΚΝΣ.



Σχήμα 2.14: Διάταξη οδηγών εμβόλων προσομοιωτή πρώτης γενιάς



Σχήμα 2.15: Διάταξη οδηγών εμβόλων προσομοιωτή δεύτερης γενιάς



Σχήμα 2.16: Κατεργασμένα έμβολα του κάτω κινητήρα, πάνω στα οποία τοποθετούνται οι οδηγοί εμβόλων. Η σύνδεση γίνεται με διάνοιξη «φωλιάς» στο πάνω μέρος του εμβόλου και συμμετρικά(ανά 90°) ανοιγμένες οπές με σπείρωμα M5.



Σχήμα 2.17: Στροφαλοφόρος μονοκύλινδρου προσομοιωτή πρώτης γενιάς, με ειδική κατεργασία για μετάδοση κίνησης από οδοντωτό ιμάντα.



Σχήμα 2.18: Στροφαλοφόρος τετρακύλινδρου προσομοιωτή δεύτερης γενιάς, με ειδική κατεργασία στο άκρο του για τοποθέτησης τροχαλίας.



Σχήμα 2.19: Ειδικά τεμάχια με αντίστροφα σπειρώματα (M12) για τη σύνδεση των δυο αντικριστών σωμάτων των μηχανών και ειδικού μήκους πείρους (Φ12) για στιβαρή και αυστηρά παράλληλη τοποθέτηση των κινητήρων.

Σύστημα μέτρησης της δύναμης τριβής: Το κατεργασμένο ειδικά χιτώνιο χρώματος κόκκινου είναι εντελώς αποκομμένο από το σώμα του πάνω κινητήρα ενώ με τον κάτω συνδέονται μετωπικά μέσω πιεζοηλεκτρικών στοιχείων τύπου (Force Gages Type 304) . Το χιτώνιο έτσι έχει μόνο έναν βαθμό ελευθερίας ως προς τον διαμήκη άξονα των κυλίνδρων, είναι πλωτό με αποτέλεσμα κατά την κίνηση του εμβόλου που είναι στερεωμένο πάνω στον οδηγό βάκτρο να συμπαρασύρεται δίνοντας μέσω των πιεζοηλεκτρικών μια αποτύπωση της δύναμης τριβής μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και του χιτωνίου.

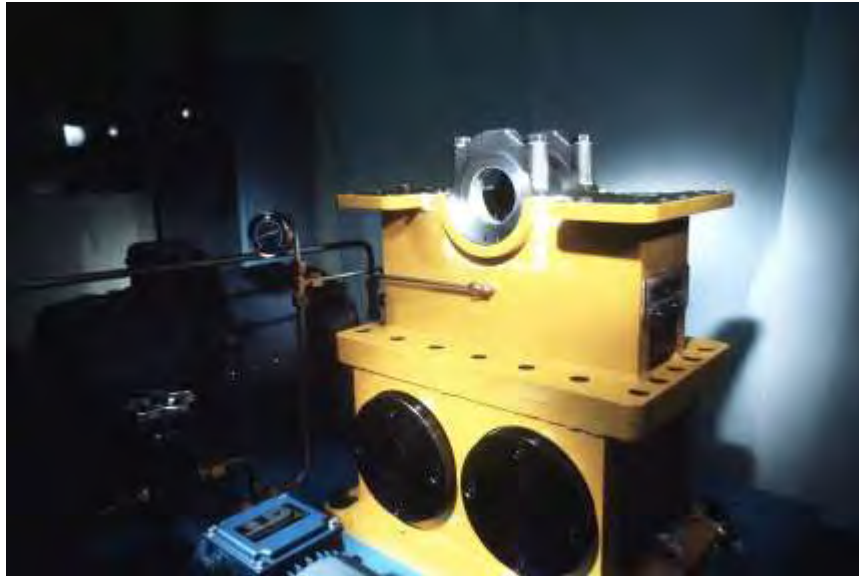
Αισθητήρια δυνάμεων τριβής: Πρόκειται για αισθητήρια τύπου Force Gage s(type 304 Test GmbH) με κρυστάλλους τύπου Quartz. Η σύνθλιψη ή ο εφελκυσμός του αισθητηρίου αυτού προκαλεί εμφάνιση ηλεκτρικού

φορτίου που είναι ανάλογο της δύναμης διέγερσης και δεν εξαρτάται από τις διαστάσεις του κρυστάλλου. Το ηλεκτρικό φορτίο που δημιουργείται μέσω ηλεκτροδίου και καλωδίωσης λαμβανομένης υπόψη της πολικότητας του συστήματος δίνει σήμα αναλογικό, που είναι έτοιμο προς επεξεργασία μετά την προενισχυσή του και την ψηφιοποίηση του. Κατά την έξοδο του από τα πιεζοηλεκτρικά το αναλογικό σήμα (τάση ρεύματος με συγκεκριμένη πολικότητα) επεξεργάζεται και ψηφιοποιείται μέσω ενός προενισχυτή σήματος (type 805) της ίδιας εταιρίας. (data sheet και manual του εξοπλισμού δίνεται στο ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2).



Σχήμα 2.20: Electrical Force Transducer τύπου test 304 της Test GmbH

Ρότορας: Το σύστημα παίρνει κίνηση από ένα τριφασικό κινητήρα με ονομαστική ιπποδύναμη 5 HP και 1500Rpm, ο οποίος εδράζεται πάνω στην τράπεζα του πειράματος. Η κίνηση μεταδίδεται μέσω ενός συστήματος τροχαλιών και τραπεζοειδών ιμάντων που του δίνουν την ικανότητα να περιστρέψουν το στροφαλοφόρο μέχρι και 6.000 rpm περίπου.



Σχήμα 2.21: Προσομοιωτής πρώτης γενιάς. Στο κάτω μέρος διακρίνεται η διάταξη εξισορρόπησης μαζών.



Σχήμα 2.22: Κάτω κινητήρας βάσης και μετάδοση κίνησης από ηλεκτροκινητήρα, μέσω τραπεζοειδών ιμάντων.

Σύστημα θέρμανσης λιπαντικού : Αποτελείται από ένα θερμοσίφωνα λαδιού ο οποίος μπορεί να θερμάνει το λάδι μέχρι τους 80 °C

Σύστημα λίπανσης : Αποτελείται από ένα πολύπλοκο σύστημα σωληνώσεων και στραγγαλιστικών βαλβίδων που έχουν ως σκοπό την μεταφορά, την ανακυκλοφορία και την αδιάκοπη της ροής του λαδιού κατά βούληση μέσα στον κινητήρα.

Το σύστημα χωρίζεται σε τρία βασικά και ανεξάρτητα μεταξύ τους μέρη:

- 1) Σύστημα προθέρμανσης και ανακυκλοφορίας λαδιού μεταξύ θερμοσίφωνα και δεξαμενής λαδιού. Ο στόχος αυτού του κυκλώματος είναι να προθερμάνει όλο το λάδι για να έχουμε συνεχείς συνθήκες κατά τη διάρκεια του πειράματος. Μετά τη θέρμανση του το λάδι επιστρέφει στη δεξαμενή λαδιού απ' όπου μπορεί πλέον με ομοιόμορφη θερμοκρασία να οδηγηθεί στα άλλα 2 μέρη του συστήματος για λίπανση.
- 2) Το προθερμασμένο λάδι οδηγείται με αντλία λαδιού σε ένα στρατζαριστό κάρτερ (ελαιολεκάνη) που είναι τοποθετημένο κάτω ακριβώς από τον κινητήρα βάσης. Από εκεί το λάδι με ένα ειδικό τεμάχιο απορροφάται από την αντλία λαδιού του κινητήρα και λιπαίνει το κάτω μπλοκ. Δηλαδή το χειροποίητο κάρτερ έχει μια είσοδο για το προθερμασμένο λάδι και δύο εξόδους μια για τον κινητήρα και μια έξοδο που μαζεύει την υπερχειλίση από την είσοδο του λαδιού και ότι αποστραγγίζεται από το μπλοκ.
- 3) Για τη λίπανση του επάνω κινητήρα το λάδι πριν φτάσει στο κάρτερ φεύγει από μία διακλάδωση και λιπαίνει τους κυλίνδρους ψεκάζοντας με τη μορφή σταγονιδίων μέσω ειδικών διακλαδώσεων του κεντρικού αγωγού.

Δεξαμενή Λαδιού : Αποτελείται από ένα πλαστικό βαρελάκι 10 lit πάνω στο οποίο υπάρχουν κατάλληλες διαμορφώσεις για τα εμβαπτιζόμενα θερμόμετρα καθώς και στραγγαλιστικές βαλβίδες (βάνες) για την είσοδο και έξοδο του λαδιού.

Κατά τις δοκιμές του συστήματος κυρίως σε ότι αφορά στην μετρητική συστοιχία αποδείχθηκε ότι οι πιεζοηλεκτρικοί αισθητήρες εμφανίζουν μεγάλη ευαισθησία στο περιβάλλον ειδικότερα όταν είναι σε τόσο μικρό μέγεθος. Με αποτέλεσμα από το σύνολο των τριών να υποστούν σοβαρές βλάβες οι δύο. Παράλληλα αποδείχθηκε ότι η μονάδα ενίσχυσης του σήματος η οποία παραδόθηκε από τον προμηθευτή δεν είχε τις ιδιότητες που είχαν αρχικά προδιαγραφεί δηλαδή ταχύτητα λήψης μέτρησης τάξεως μικρότερης των 10ms.

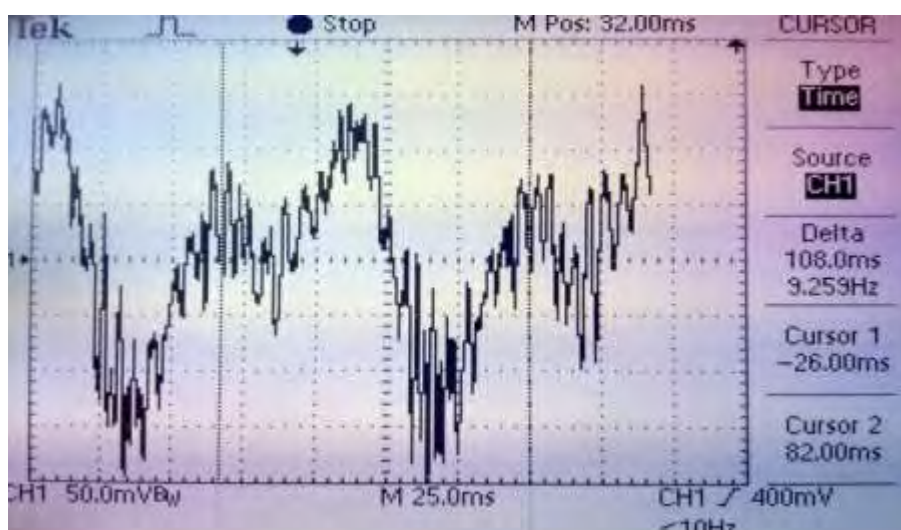
Πρέπει να σημειωθεί ότι η συγκεκριμένη μετρητική συστοιχία είχε παραγγελθεί για προσομοιωτή λειτουργίας εδράνου ολίσθησης η λειτουργία του οποίου δεν απαιτούσε κατ' αρχήν δυναμικές καταπονήσεις συνεπώς, έντονα δυναμικά σήματα. Αποτέλεσμα του συγκεκριμένου γεγονότος ήταν να τελειοποιηθεί και να τεθεί σε λειτουργία ο προσομοιωτής με 2 πιεζοηλεκτρικούς αισθητήρες, ώστε να είναι έτοιμος για μελλοντική πειραματική χρήση με την συμμετοχή του προσωπικού του εργαστηρίου και την ανάπτυξη συστήματος λήψης συστημάτων του πανεπιστημίου Θεσσαλίας ή την αντικατάσταση της μετρητικής διάταξης με νέα υψηλότερου κόστους και ασυμβίβαστης, με την παρούσα διπλωματική εργασία, ημερομηνίας παράδοσης.

Έτσι αποφασίστηκε στην ενότητα πειραματικά αποτελέσματα να συμπεριληφθούν αντ' αυτών προβλεπόμενες τιμές που υπολογίστηκαν με τον κώδικα έτσι ώστε να υπάρχει πλήρης χαρτογράφηση της λειτουργίας του προσομοιωτή σε συγκεκριμένες αρχικά χαμηλές στροφές καθώς σχετικά υψηλή τιμή του ιξώδους(χαμηλές θερμοκρασίες), ώστε να δημιουργηθεί μια βάση δεδομένων για τις μελλοντικές πειραματικές εργασίες πάνω στον προσομοιωτή .

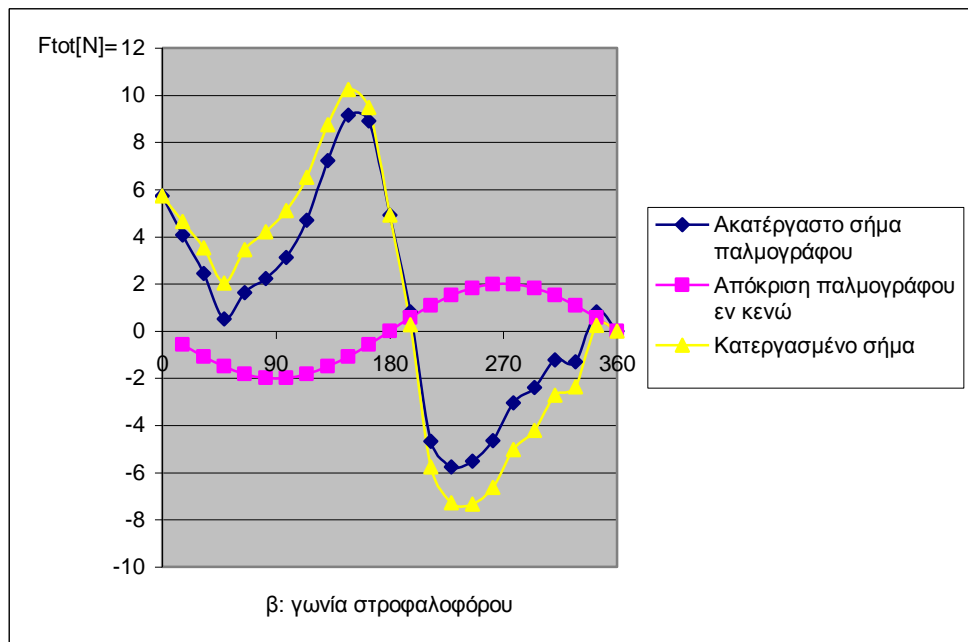
2.7 Πειραματικά αποτελέσματα

Τελικά, η σύνδεση της προενισχυτικής μονάδας των πιεζοηλεκτρικών αισθητήριων με ψηφιακό παλμογράφο κατόπιν μετατροπής επέτρεψε τελικά, μέσα στα χρονικά όρια της εκπόνησης της παρούσας διπλωματικής εργασίας να γίνει η πρώτη δοκιμή του πειραματικού προσομοιωτή που, παρά τις εγγενείς δυσκολίες, έδωσε τα πρώτα αποτελέσματα που οδηγού σε χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με τη λειτουργικότητα του και την επιτυχή έκβαση του σχεδιασμού (ανακυκλώσιμα υλικά).

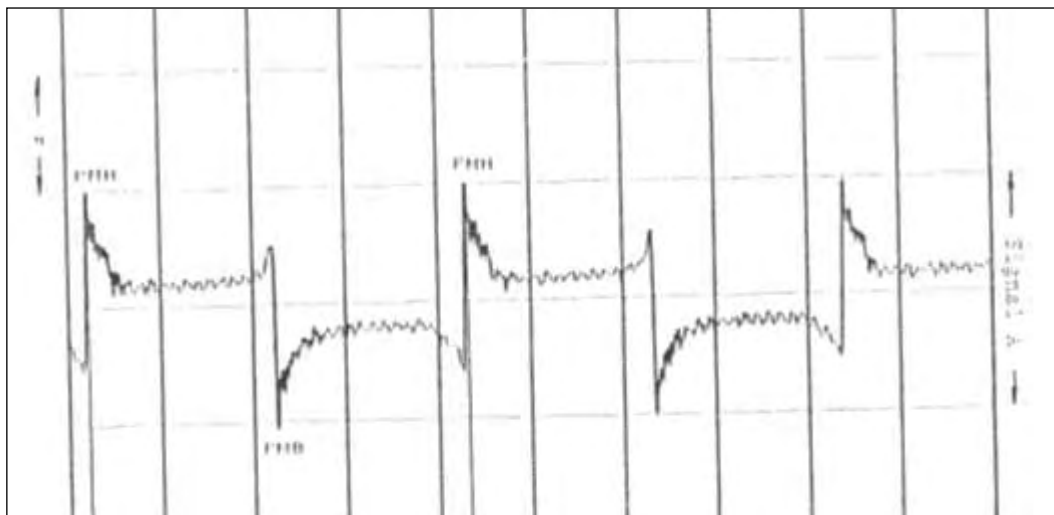
Με βάση χαρτογράφηση του προσομοιωτή πρώτης γενιάς έγινε δυνατή η αποκωδικοποίηση των σημάτων πριν υποστούν οποιαδήποτε διόρθωση-φιλτράρισμα. Λειτουργία του προσομοιωτή εν κενώ (χωρίς δακτύλιο στο έμβολο) του πλωτού κυλίνδρου, έδειξε μία ημιτονοειδή απόκριση των αισθητήρων στη συχνότητα περιστροφής ($1^{\text{η}}$ τάξεως), η οποία στη συχνότητα περιστροφής του προσομοιωτή κατά τις δοκιμές (588rpm) παρουσίαζε εύρος ταλάντωσης περί τα 2.5N. Αφαίρεση του σήματος αυτού από το ακατέργαστο των αισθητήρων έδωσε μία πρώτη πολύ καλή προσέγγιση συγκριτικά με την θεωρητική τιμή που υπολογίστηκε με τον κώδικα για θερμοκρασία δωματίου και πολύ υψηλό ιξώδες λιπαντικού 85mPas και συντελεστή Greenwood $a=0.18$, ακτίνα καμπυλότητας (φθαρμένου δακτυλίου 0,80mm) και $P_{\text{tar}}=280\text{kPa}$.



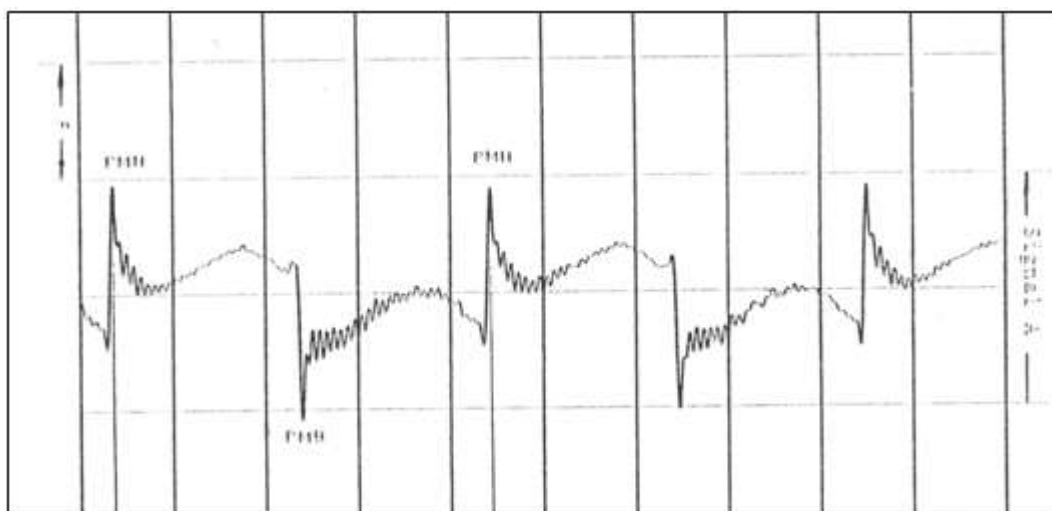
Σχήμα 2.23: Τυπικό διάγραμμα δύναμης τριβής κατά τις πρώτες δοκιμές του πειραματικού προσομοιωτή.



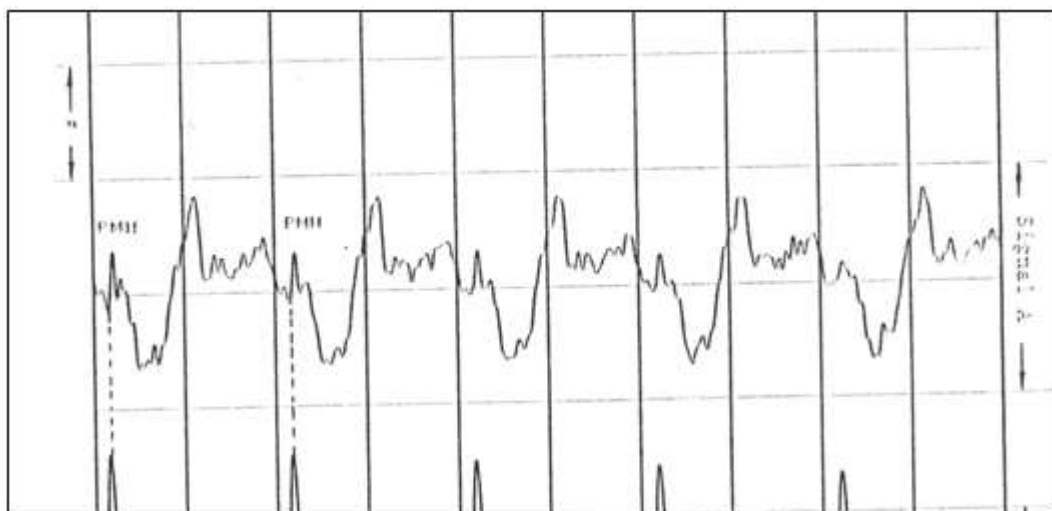
Σχήμα 2.24: Σημειώνεται ότι η συμπεριφορά του προσομοιωτή κατά τα πρώτα πειράματα έδειξε παρόμοια χαρακτηριστικά που παρατηρήθηκαν και στον ειδικού σχεδιασμού 1^{ης} γενιάς.



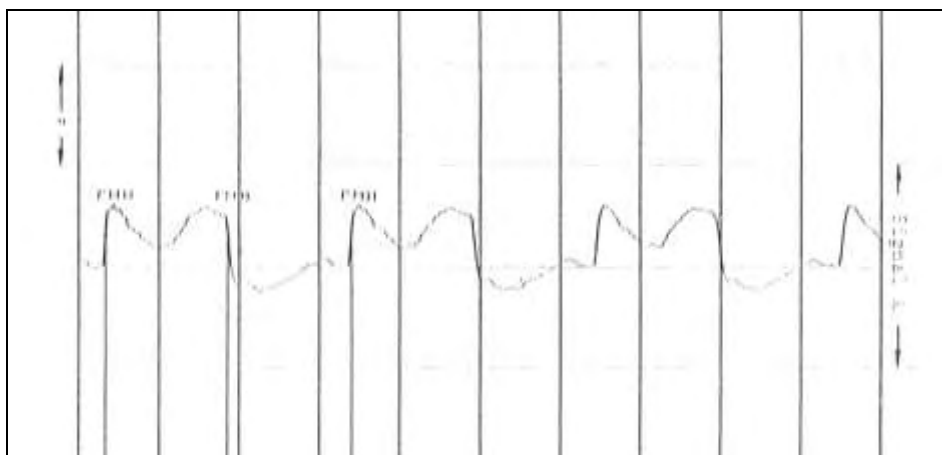
Σχήμα 2.25: Σήμα σε 180rpm πριν από επεξεργασία, με αμελητέα παραμόρφωση σήματος.



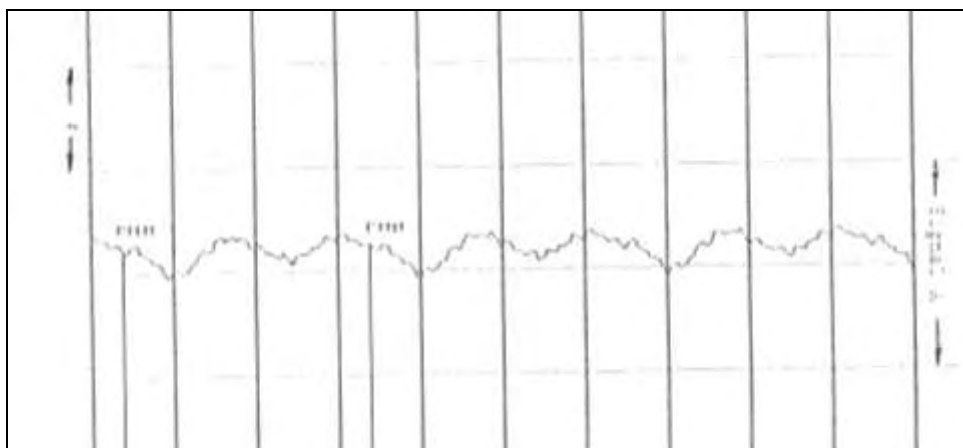
Σχήμα 2.26: Σήμα σε 380rpm πριν από επεξεργασία εμφανίζεται παραμόρφωση σήματος.



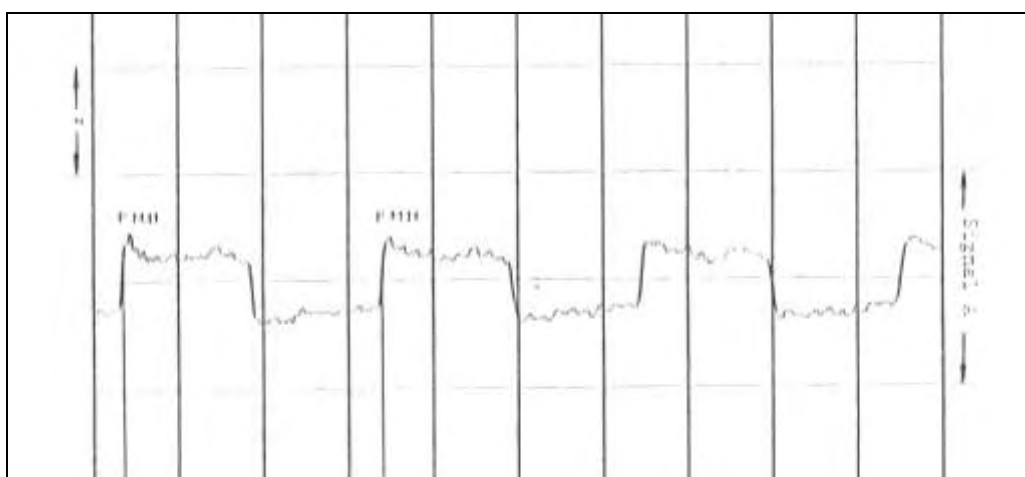
Σχήμα 2.27: Σήμα σε 750rpm πριν από επεξεργασία (μέτρηση μη αποδεκτή προ επεξεργασίας).



Σχήμα 2.28: Σήμα σε 510rpm πριν από επεξεργασία

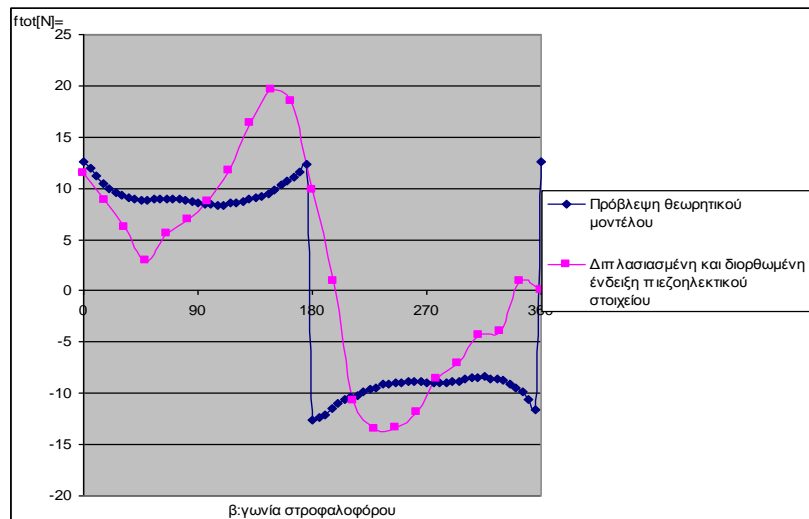


Σχήμα 2.29: Σήμα σε 510rpm πριν από επεξεργασία με μέτρηση εν κενώ.



Σχήμα 2.30: Διορθωμένο σήμα στις 510rpm.

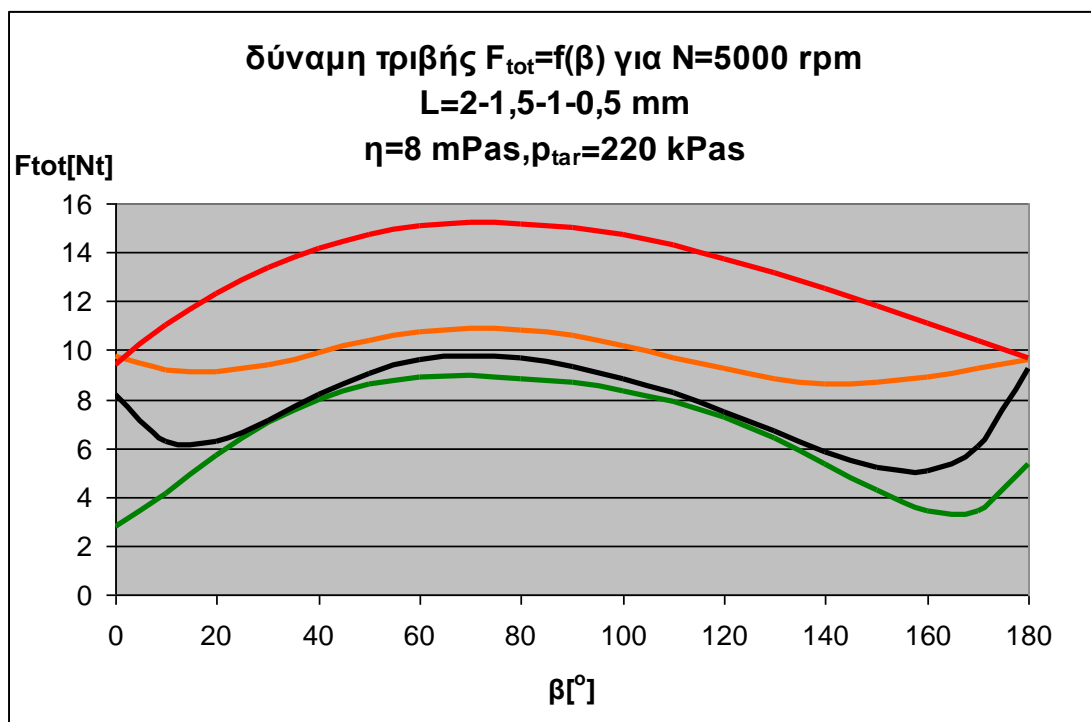
Τελικά παρουσιάζεται στη συνέχεια σύγκριση διορθωμένου πειραματικού σήματος με θεωρητική προσέγγιση η οποία θεωρείται ικανοποιητική και ενθαρρύνει την υλοποίηση των μελλοντικών προτάσεων.



Σχήμα 2.31: Σύγκριση θεωρητικού και μερικώς επεξεργασμένου πειραματικού σήματος σε συνθήκες: διαστάσεις fiat,nominal,558 rpm/85 mPa.s, $P_{tar}=280kPa$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

Θεωρητική προσομοίωση μερικώς λιπανομένου 1^{ου} δακτυλίου- Αποτελέσματα

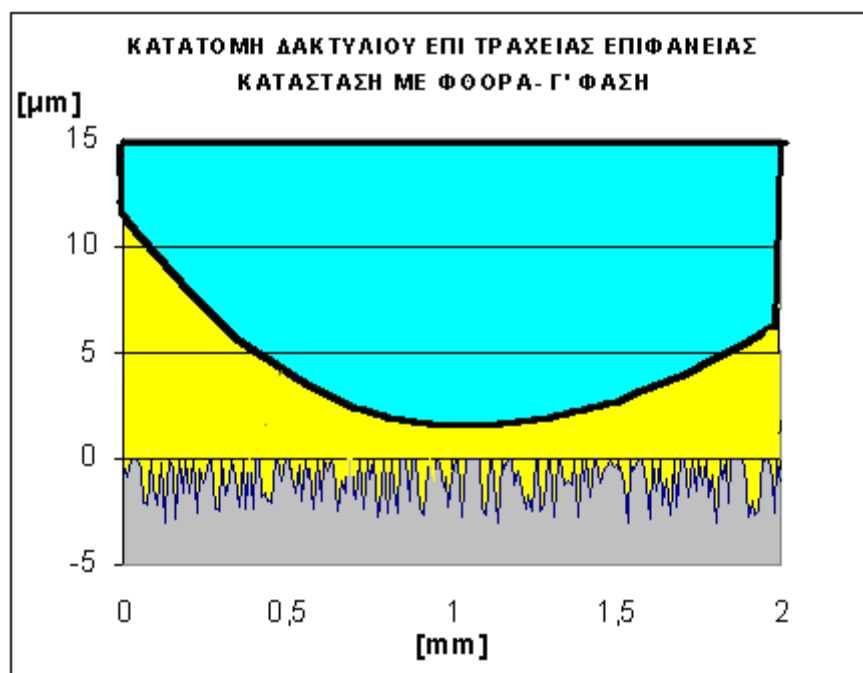


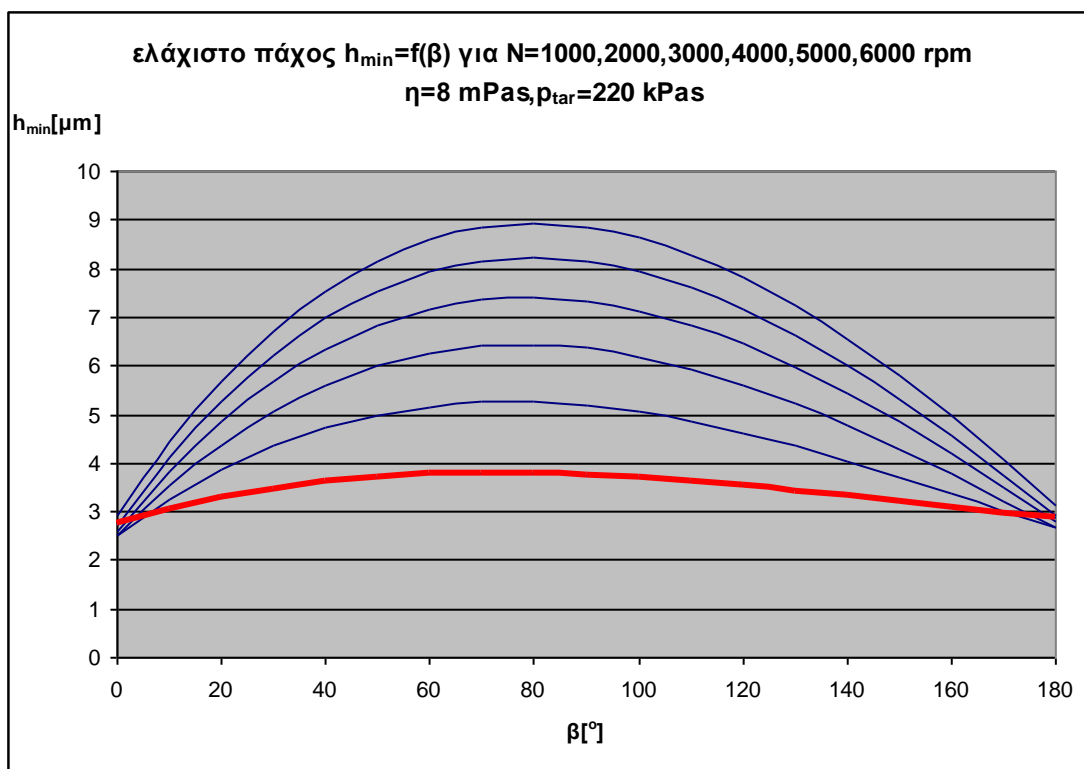
3.1 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για όλα τα μήκη διαβροχής

3.1.1 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για πλήρως λιπαινόμενο δακτυλίου ($L=2\text{ mm}$)

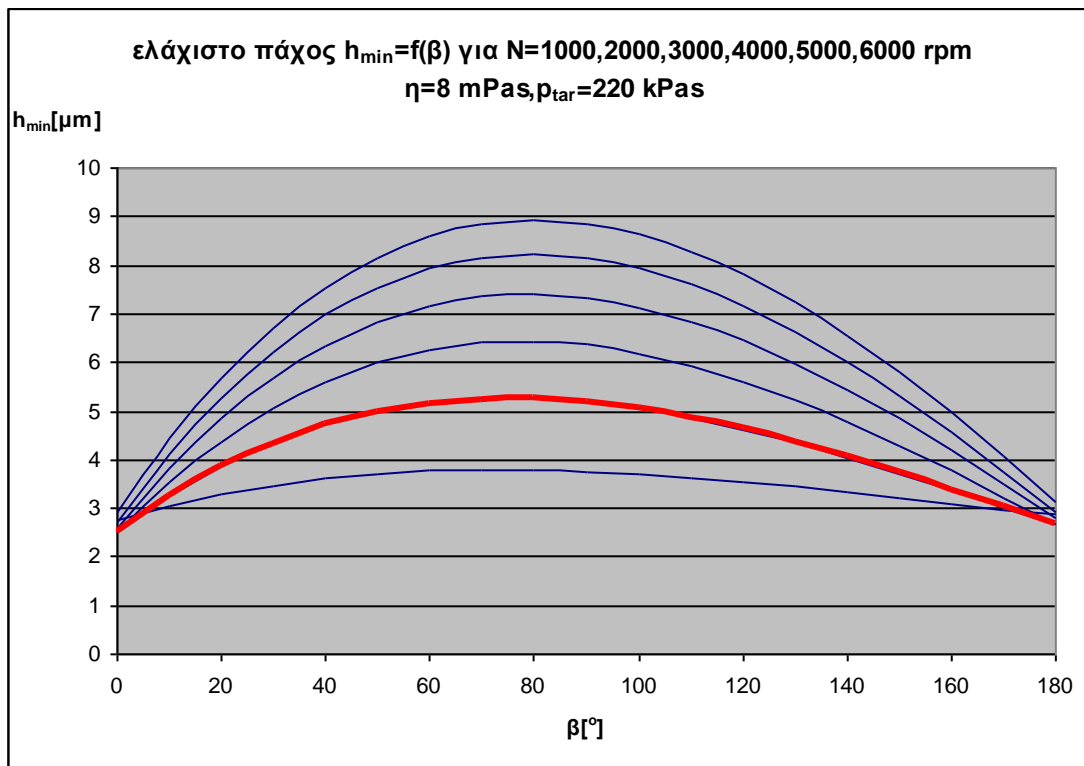
	χ^3	χ^2	χ	c
1000 rpm	0,00000060	-0,00027882	0,03115122	2,76959423
2000 rpm	0,00000137	-0,00069032	0,08080522	2,50365357
3000 rpm	0,00000164	-0,00090910	0,11145723	2,49585852
4000 rpm	0,00000179	-0,00105574	0,13311899	2,58796794
5000 rpm	0,00000190	-0,00116878	0,14985710	2,73240907
6000 rpm	0,00000198	-0,00125384	0,16268521	2,92123334

Πίνακας 3.1 συντελεστές πολυωνύμου 3^{ου} βαθμού που προσδιόρισαν την συμπεριφορά του δακτυλίου για $L=2\text{ mm}$

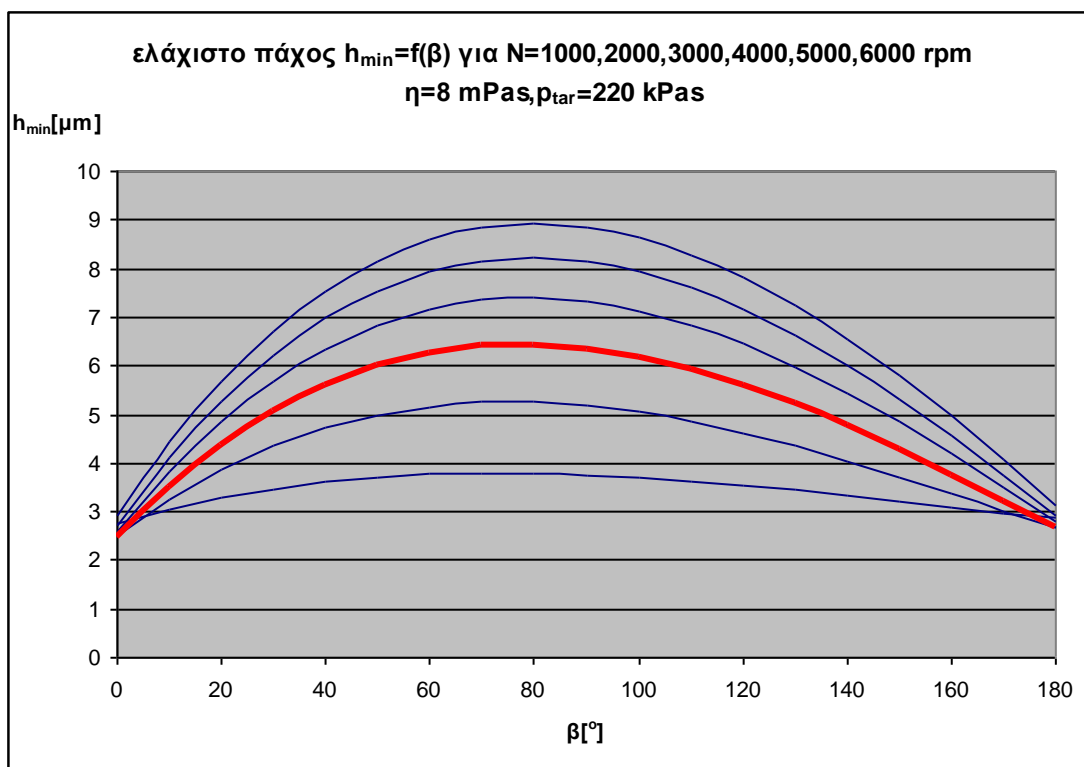




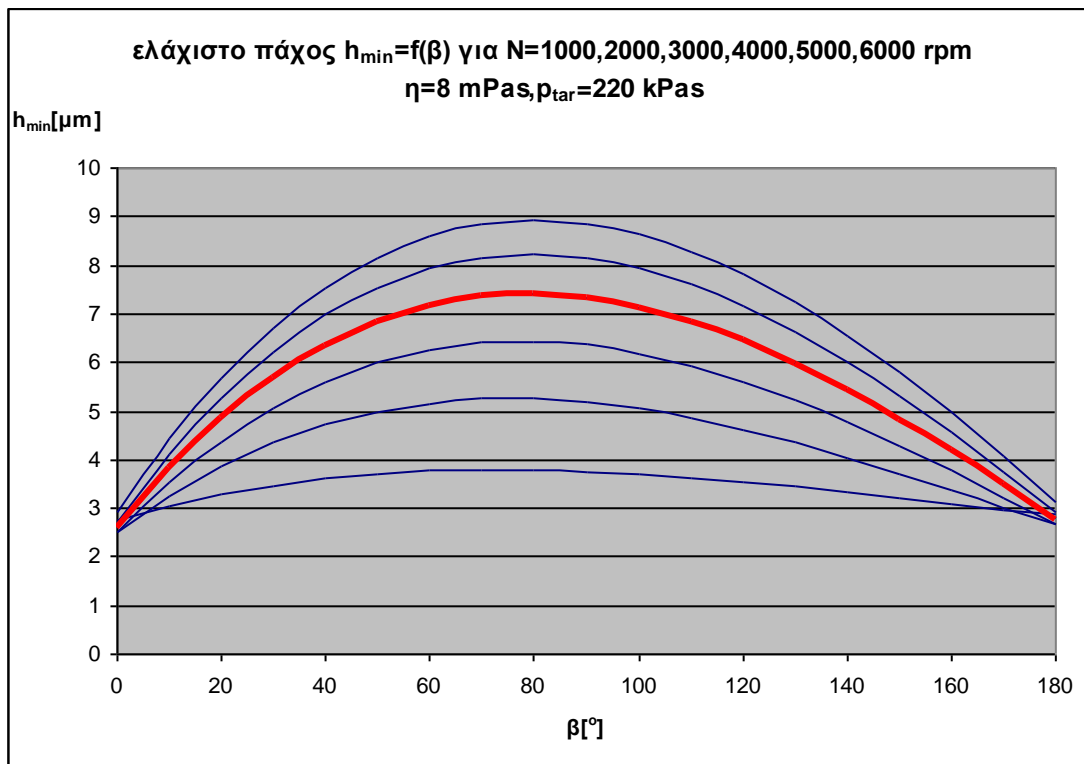
Σχήμα 3.1 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=1000$ rpm



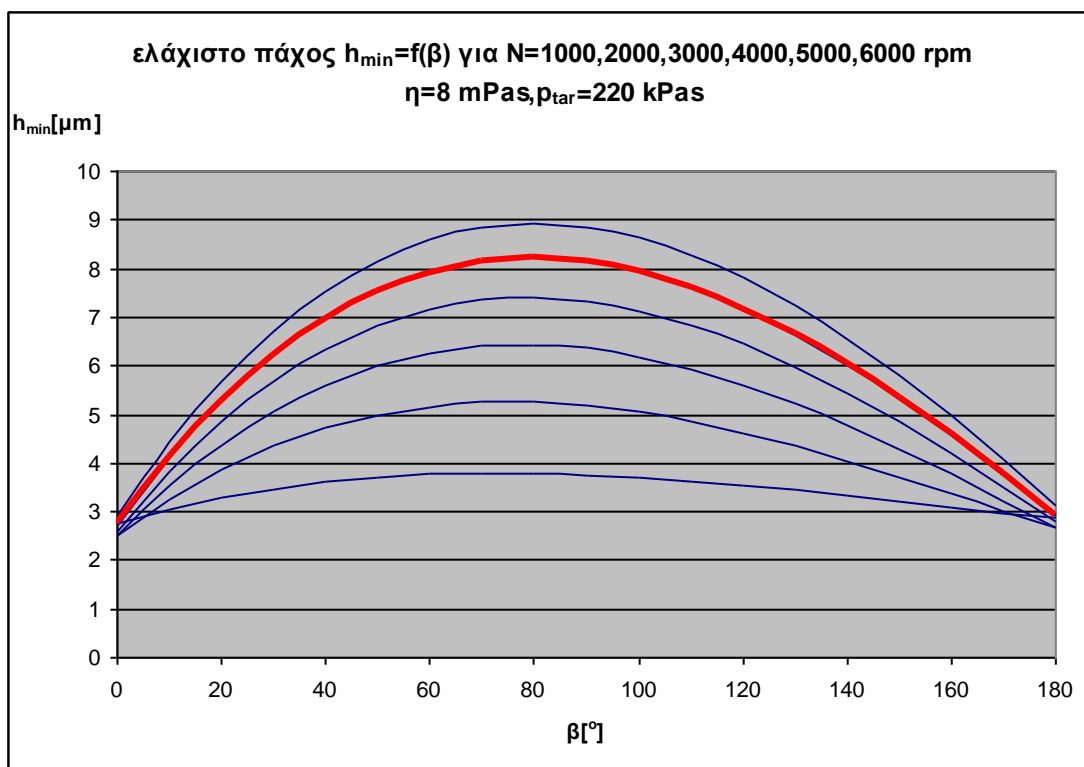
Σχήμα 3.2 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=2000$ rpm



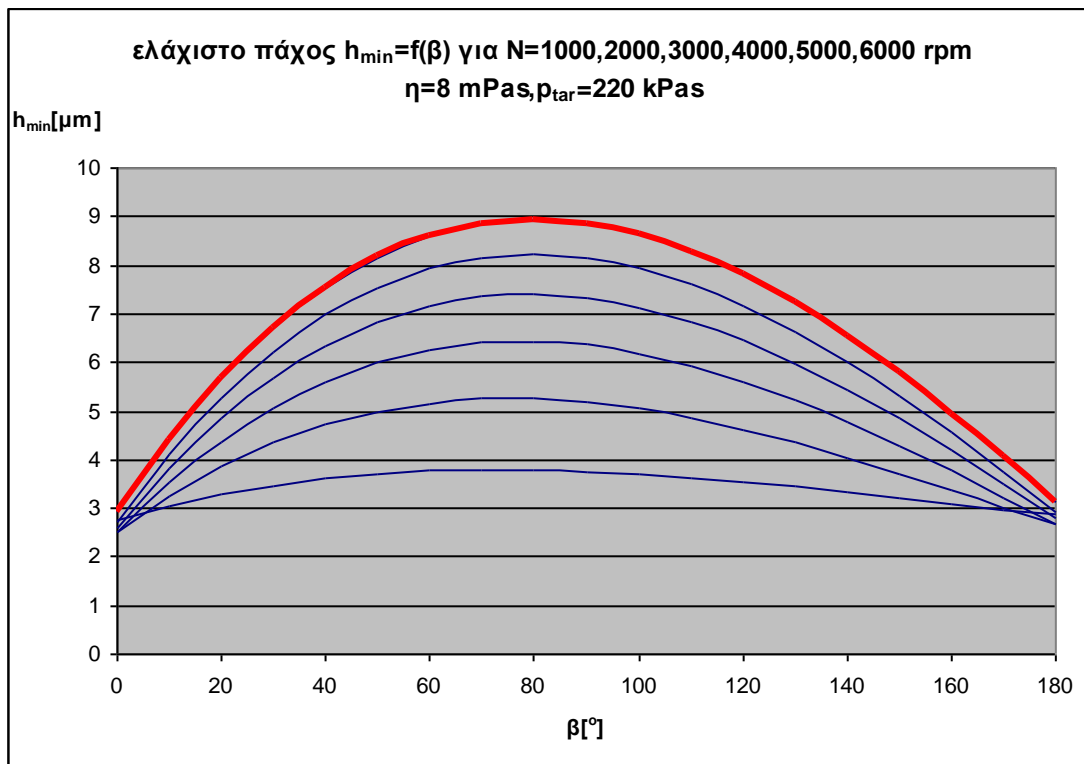
Σχήμα 3.3 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=3000$ rpm



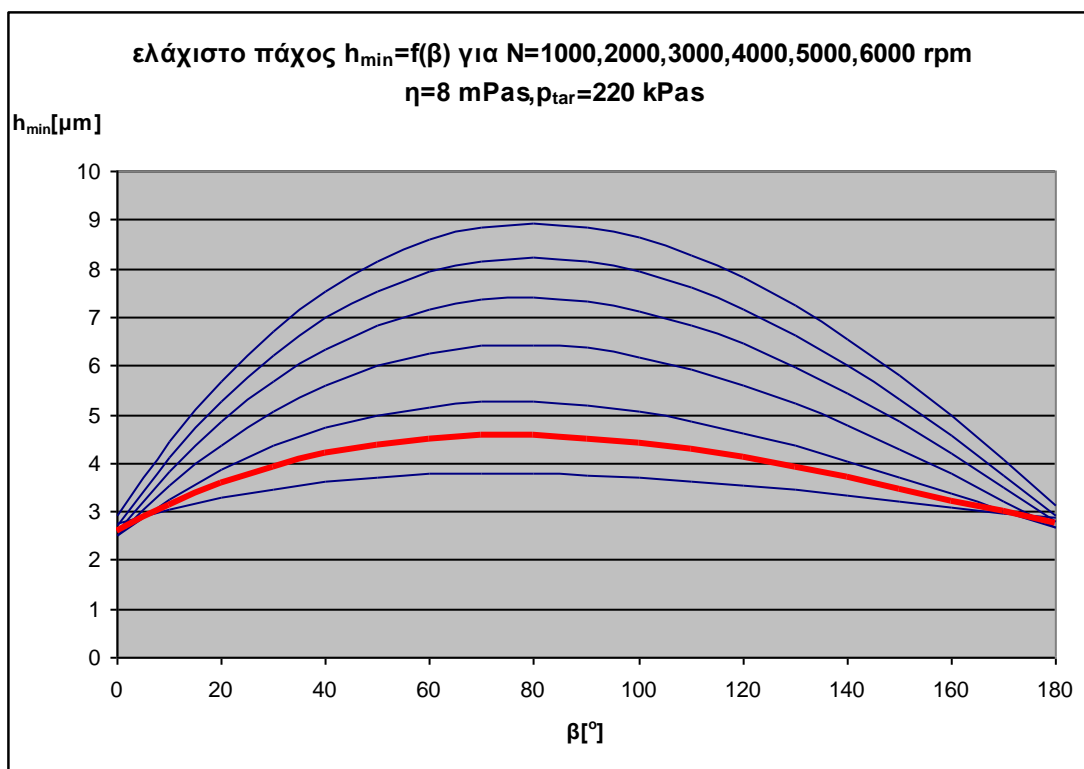
Σχήμα 3.4 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=4000$ rpm



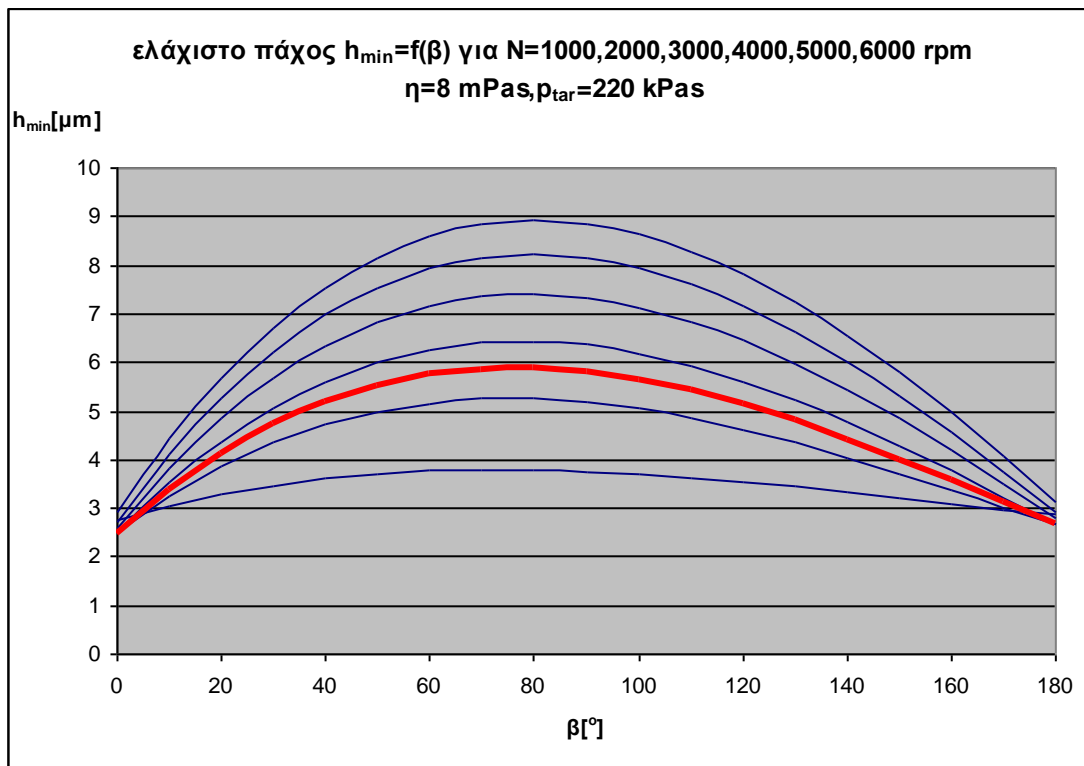
Σχήμα 3.5 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=5000$ rpm



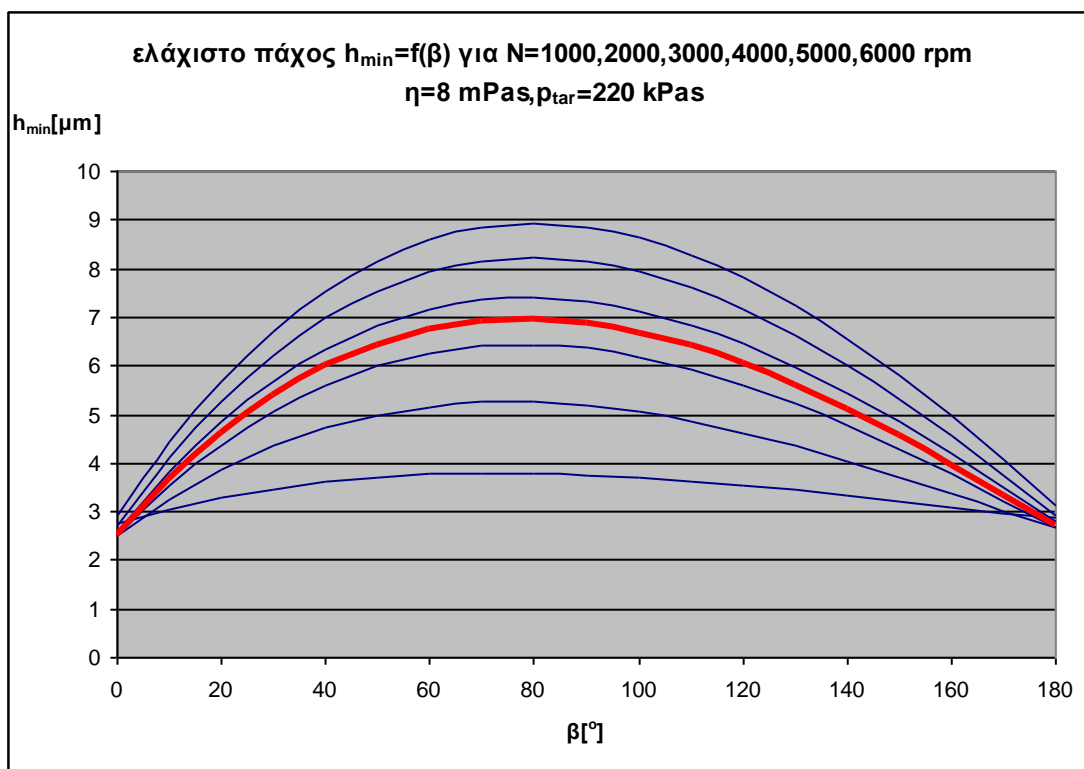
Σχήμα 3.6 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=6000$ rpm



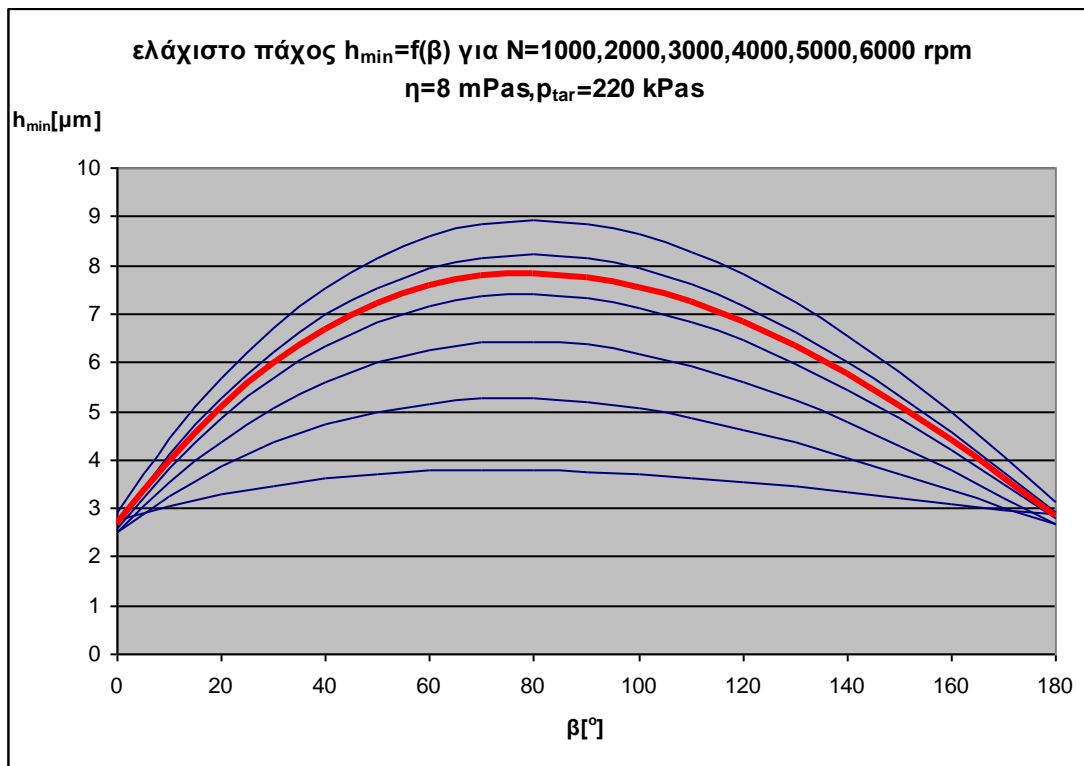
Σχήμα 3.7 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=1500$ rpm



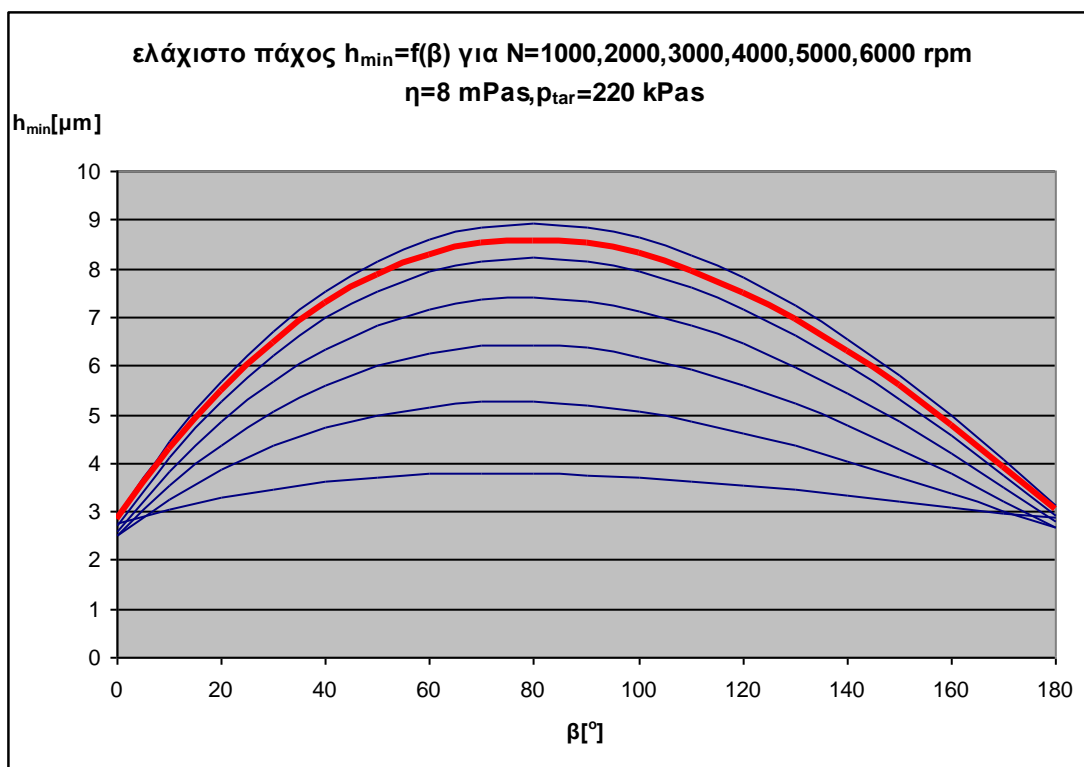
Σχήμα 3.8 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=2500$ rpm



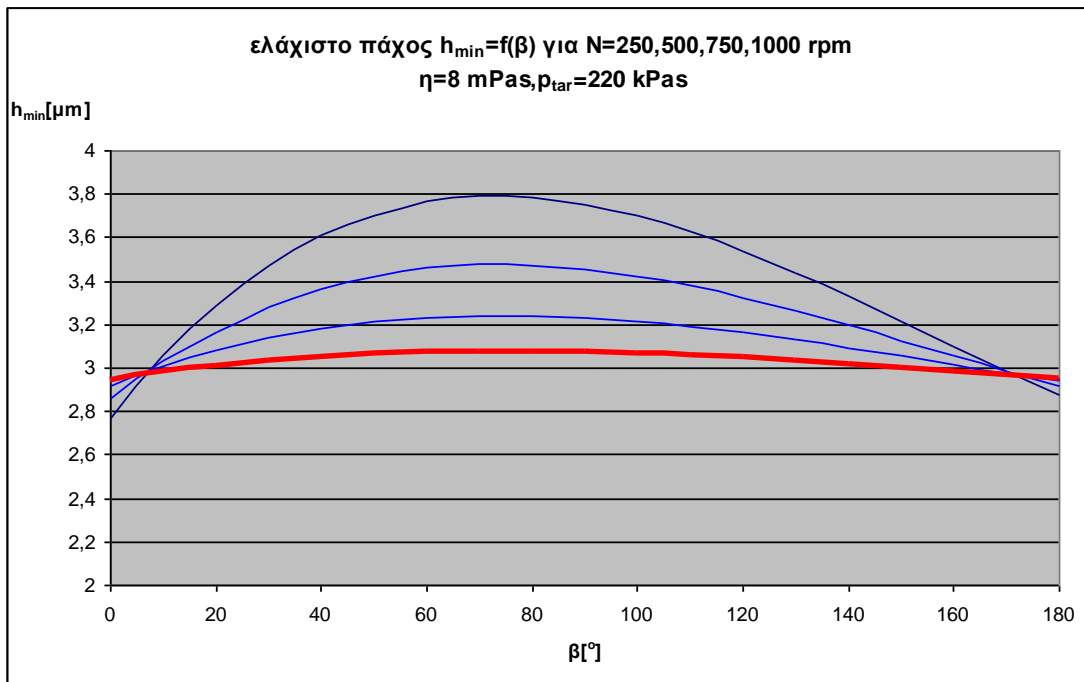
Σχήμα 3.9 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=3500$ rpm



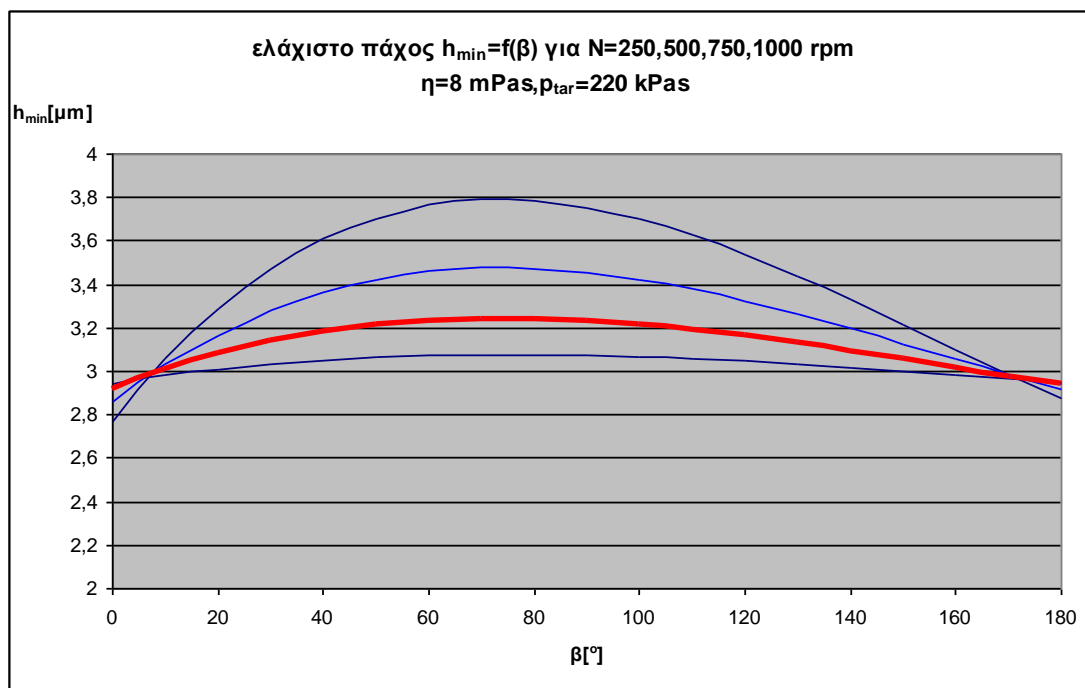
Σχήμα 3.10 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=4500$ rpm



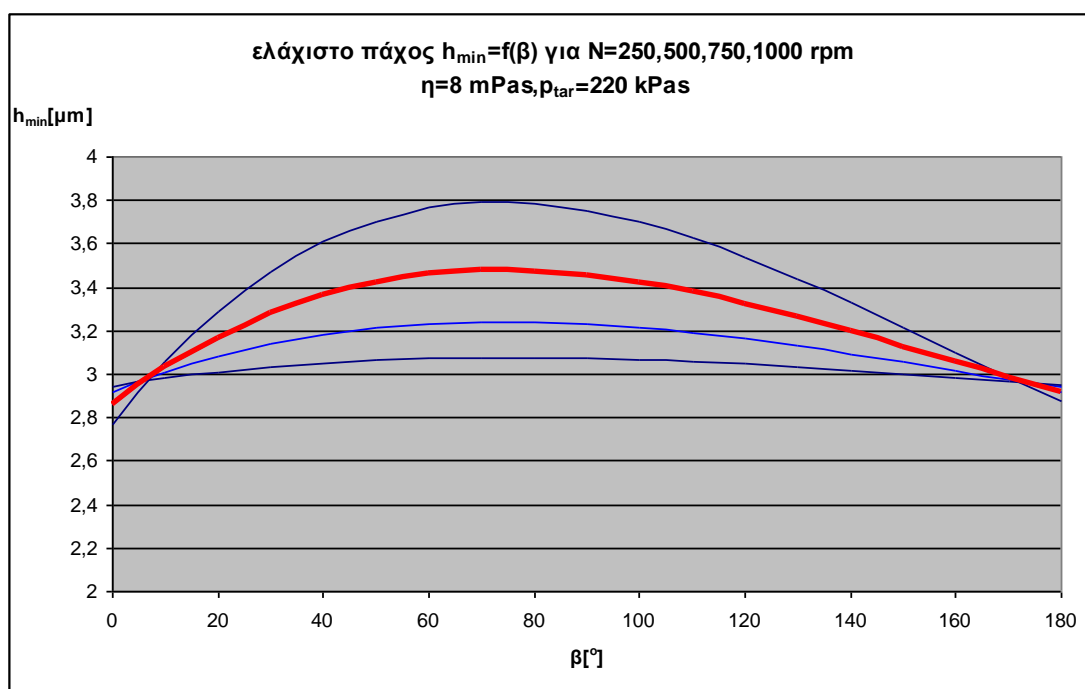
Σχήμα 3.11 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008 \text{ Pas}$, $P_{\text{tar}}=220 \text{ kPas}$ και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=5500 \text{ rpm}$



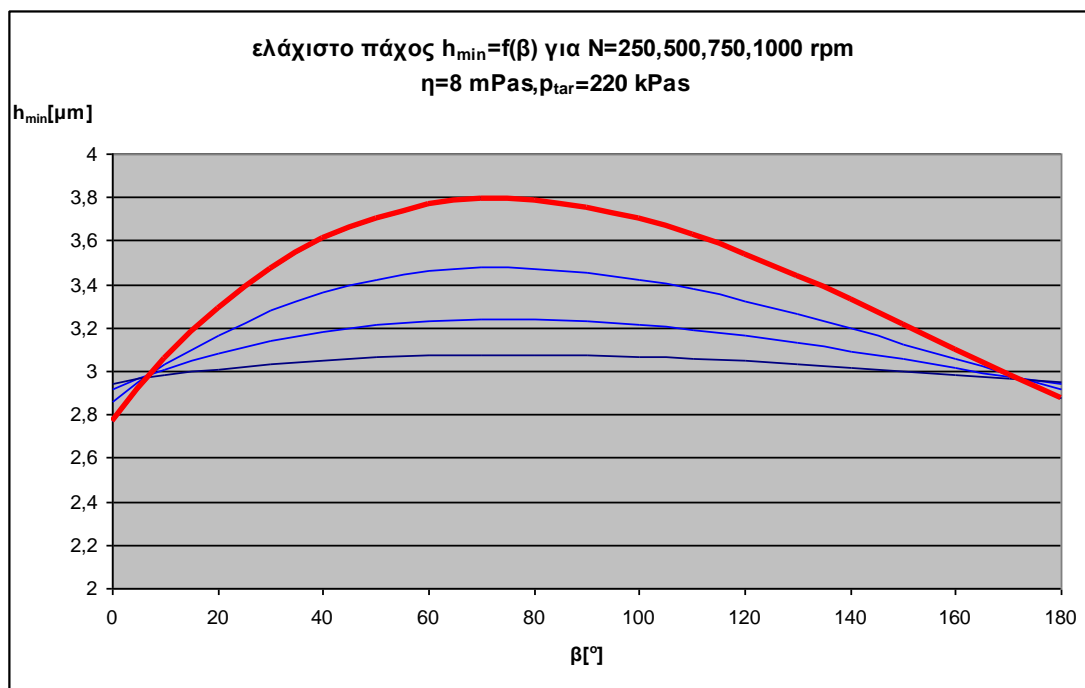
Σχήμα 3.12 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (250,500,750,1000) , $\eta=0,008 \text{ Pas}$, $P_{\text{tar}}=220 \text{ kPas}$ και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=250 \text{ rpm}$



Σχήμα 3.13 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (250,500,750,1000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=500$ rpm**



Σχήμα 3.14 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (250,500,750,1000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=750$ rpm**

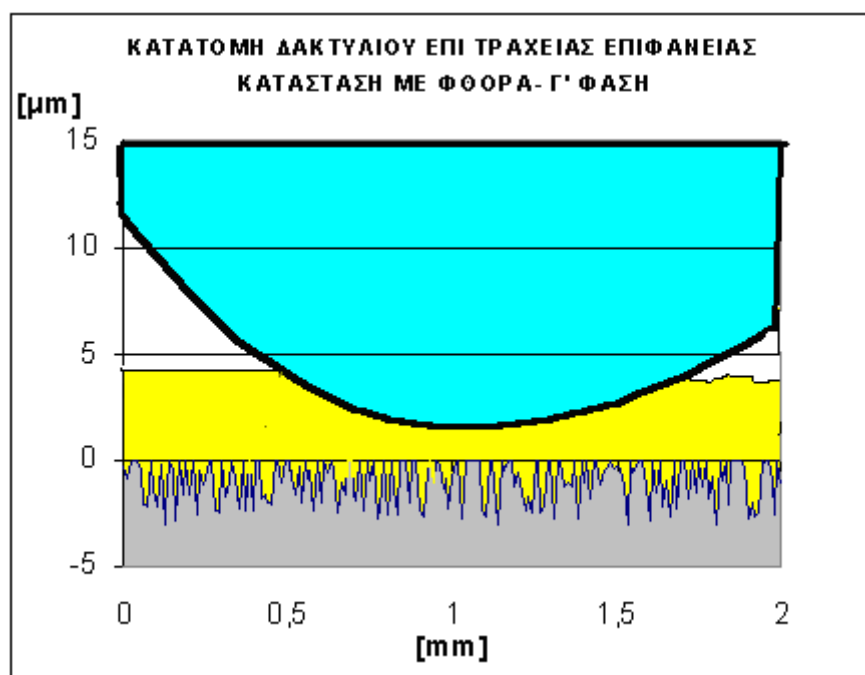


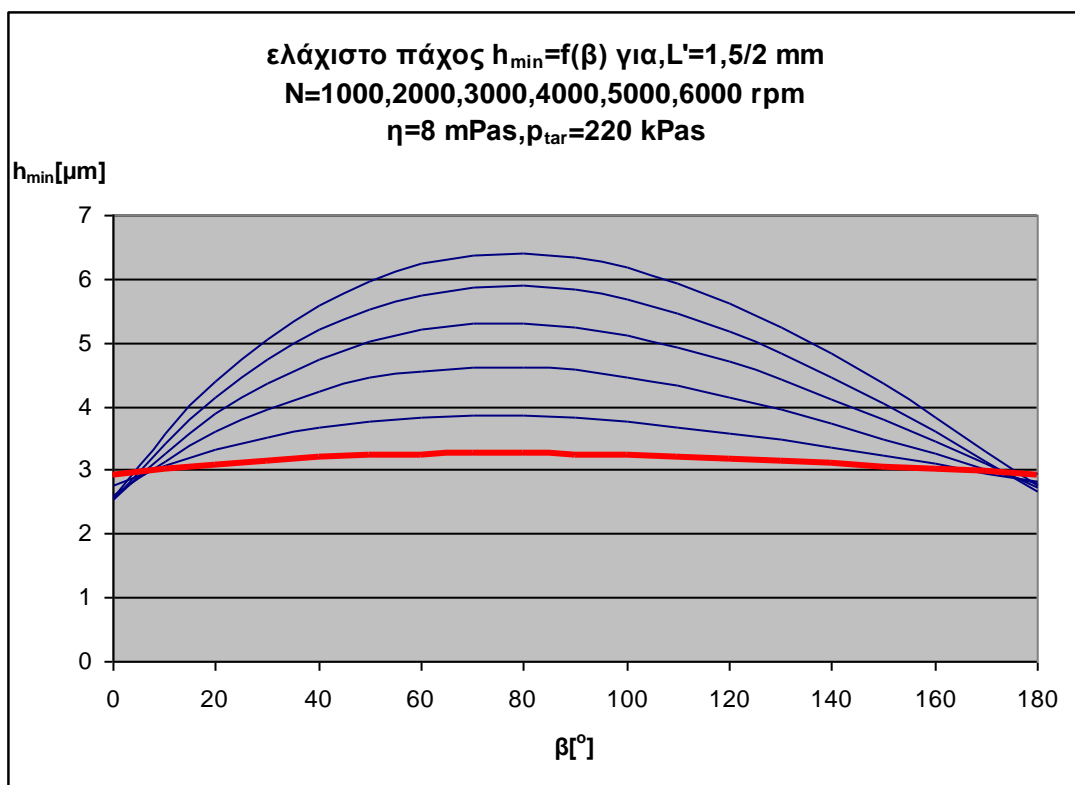
Σχήμα 3.15 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (250,500,750,1000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=1000$ rpm**

3.1.2 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για 75% λιπαινόμενου δακτυλίου (L=1,5 mm)

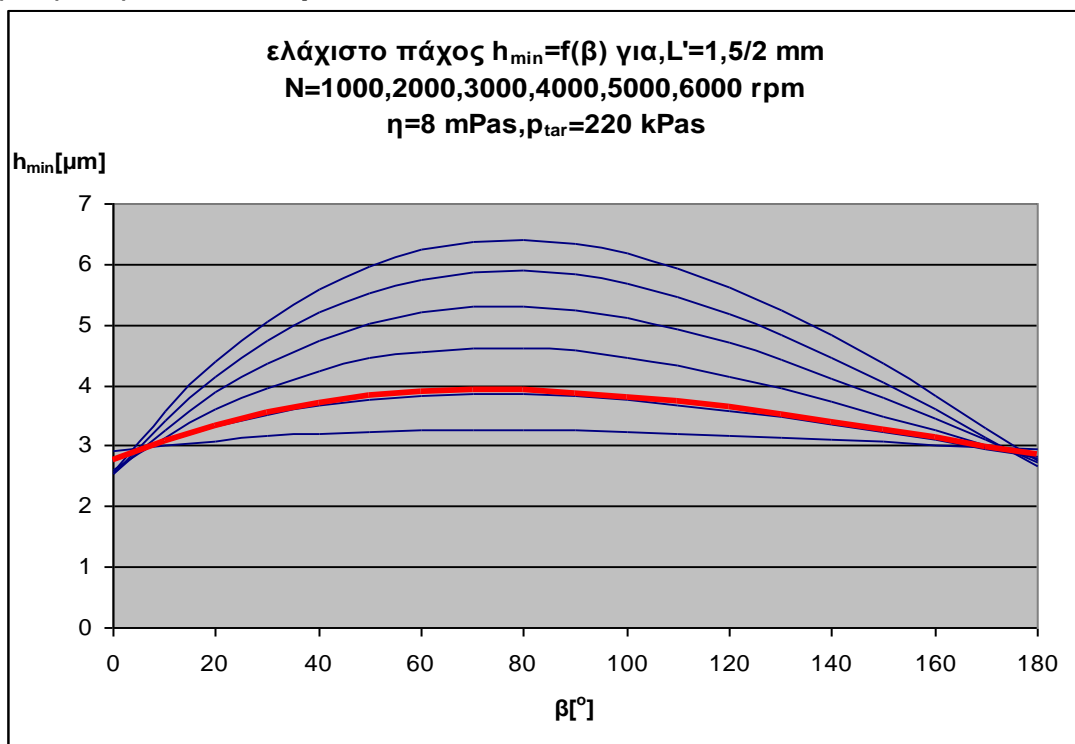
	χ^3	χ^2	χ	c
1000 rpm	0,00000020	-0,00009499	0,01077180	2,91233138
2000 rpm	0,00000064	-0,00029966	0,03366119	2,75815899
3000 rpm	0,00000110	-0,00052903	0,06063195	2,59524997
4000 rpm	0,00000133	-0,00068047	0,08050952	2,53677481
5000 rpm	0,00000145	-0,00078804	0,09566237	2,54004716
6000 rpm	0,00000153	-0,00086784	0,10759461	2,57498950

Πίνακας 3.2 συντελεστές πολυωνύμου 3^{ου} βαθμού που προσδιόρισαν την συμπεριφορά του δακτυλίου για L=1,5 mm

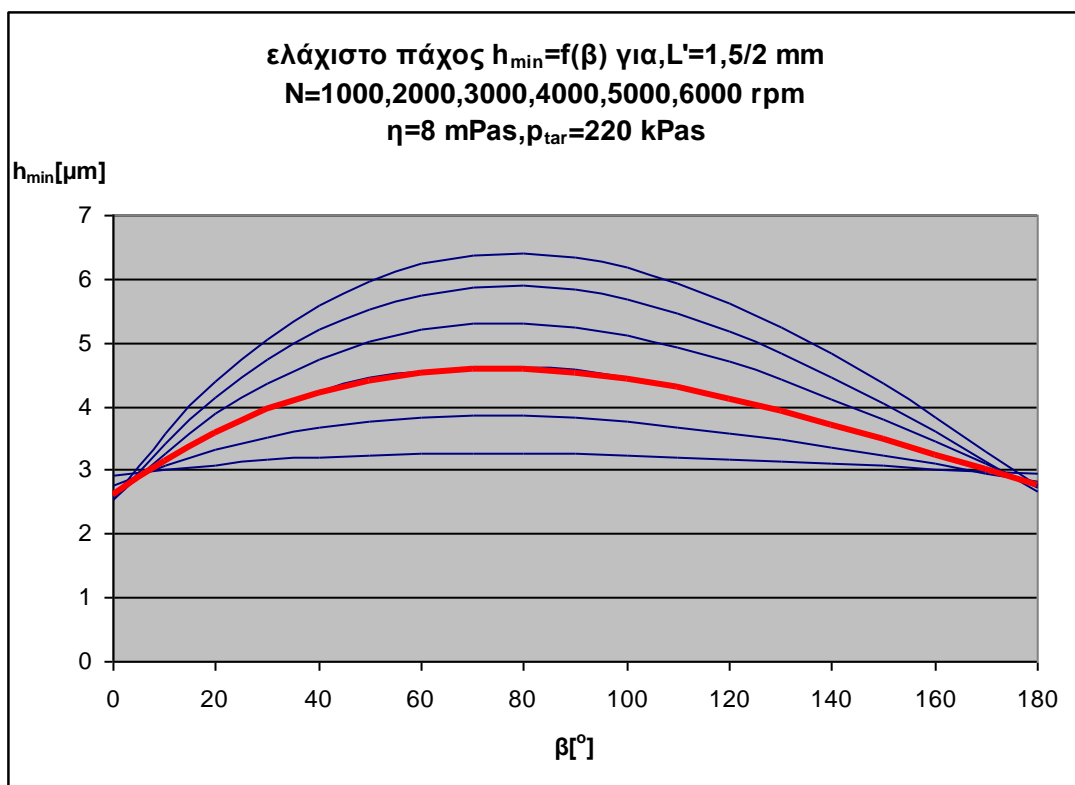




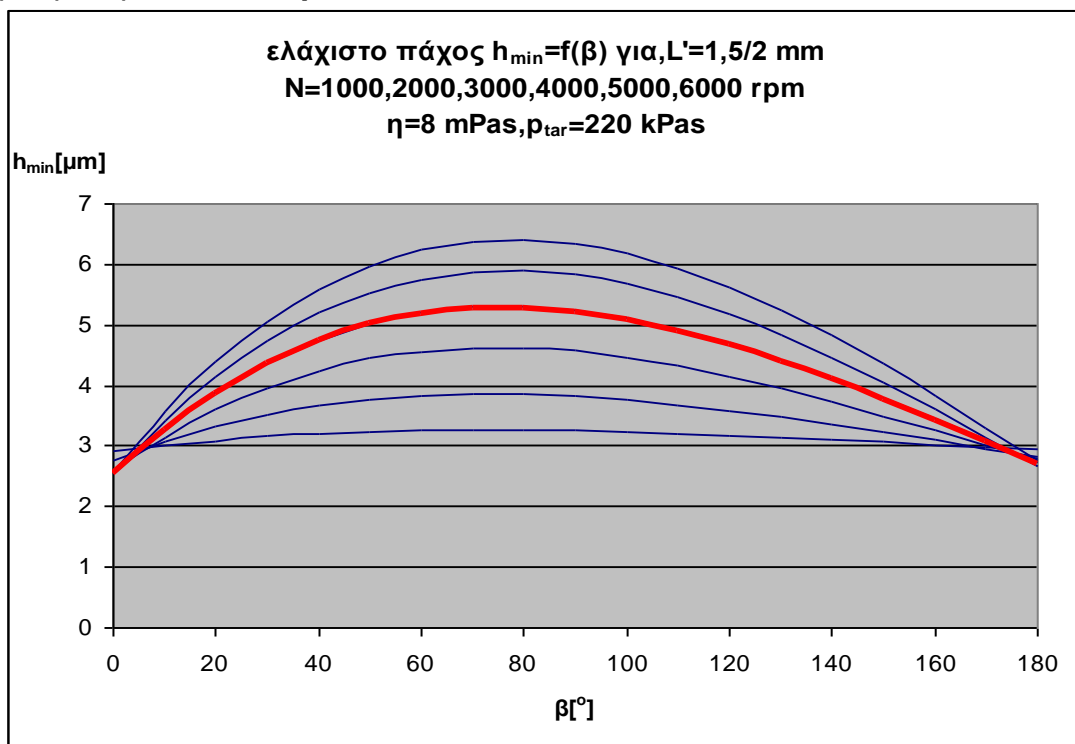
Σχήμα 3.16 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=1000$ rpm**



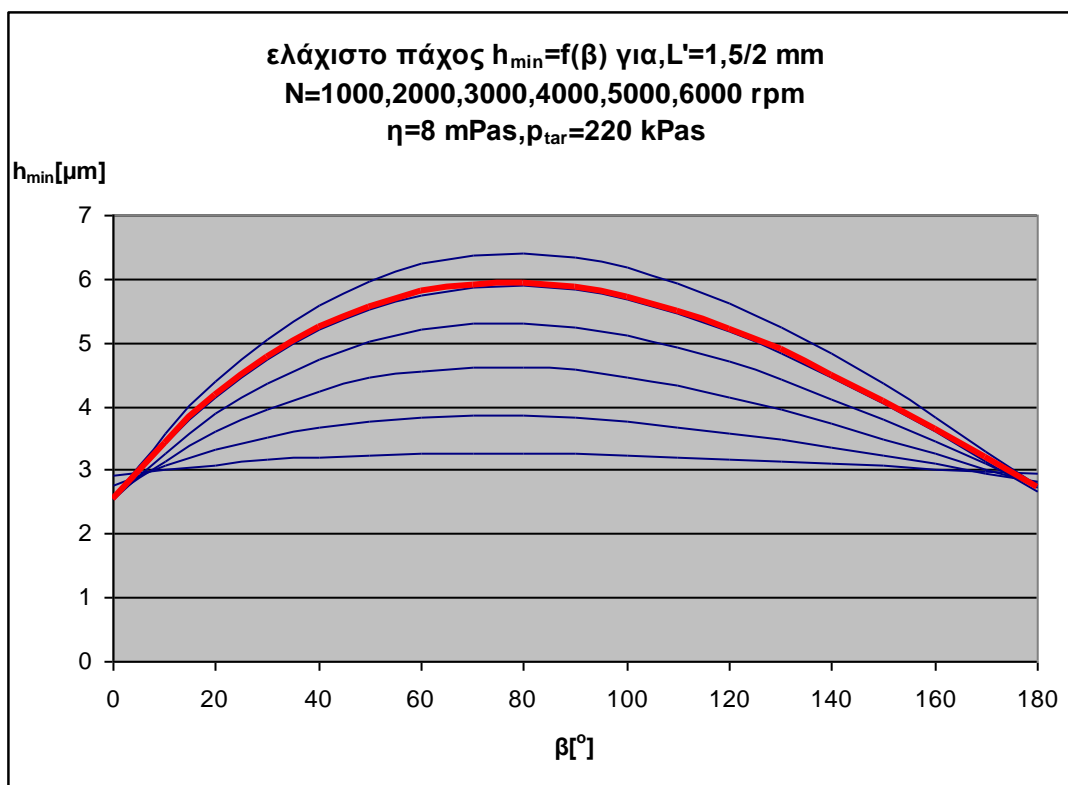
Σχήμα 3.17 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=2000$ rpm**



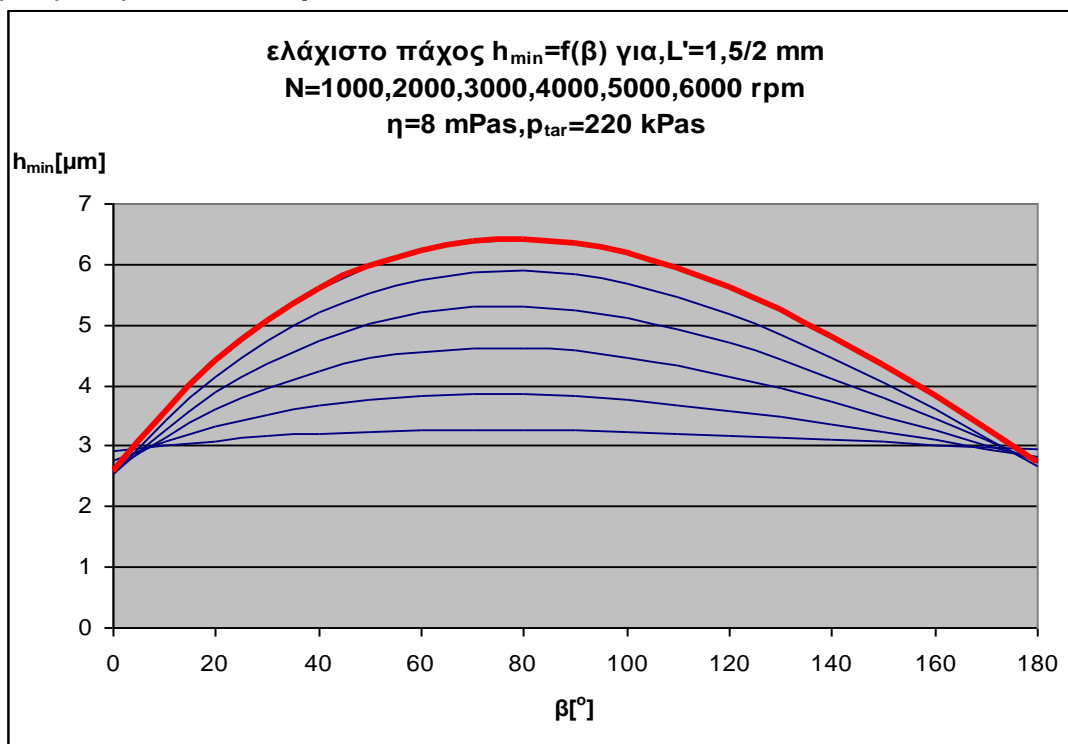
Σχήμα 3.18 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=3000$ rpm



Σχήμα 3.19 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=4000$ rpm



Σχήμα 3.20 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=5000$ rpm

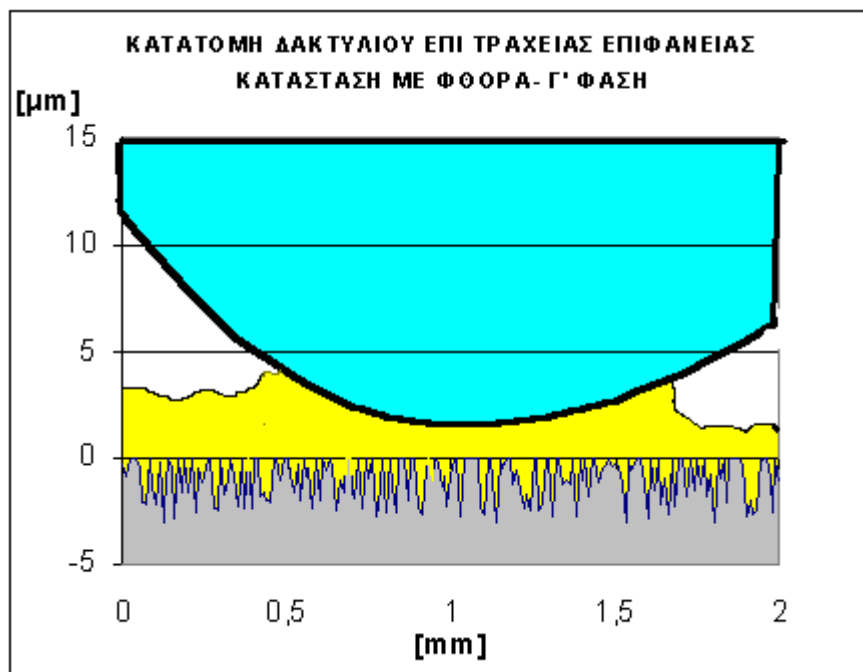


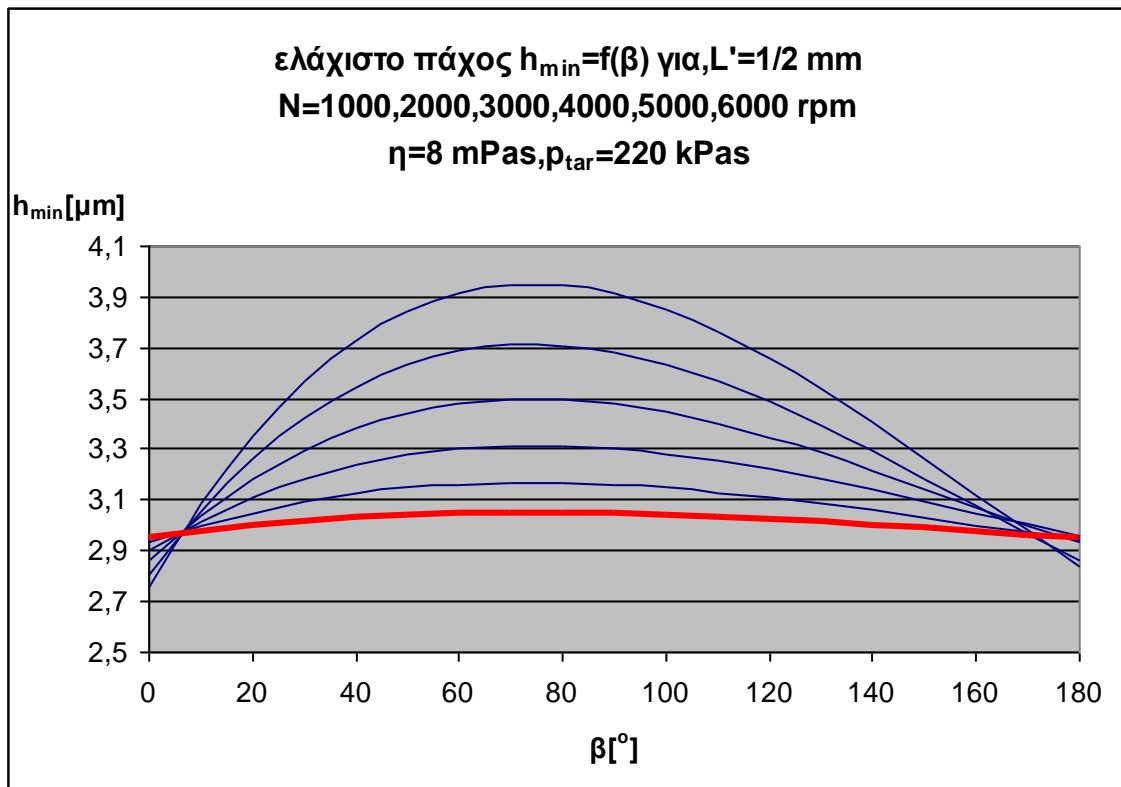
Σχήμα 3.21 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=6000$ rpm

3.1.3 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για 50% λιπαινόμενου δακτυλίου (L=1 mm)

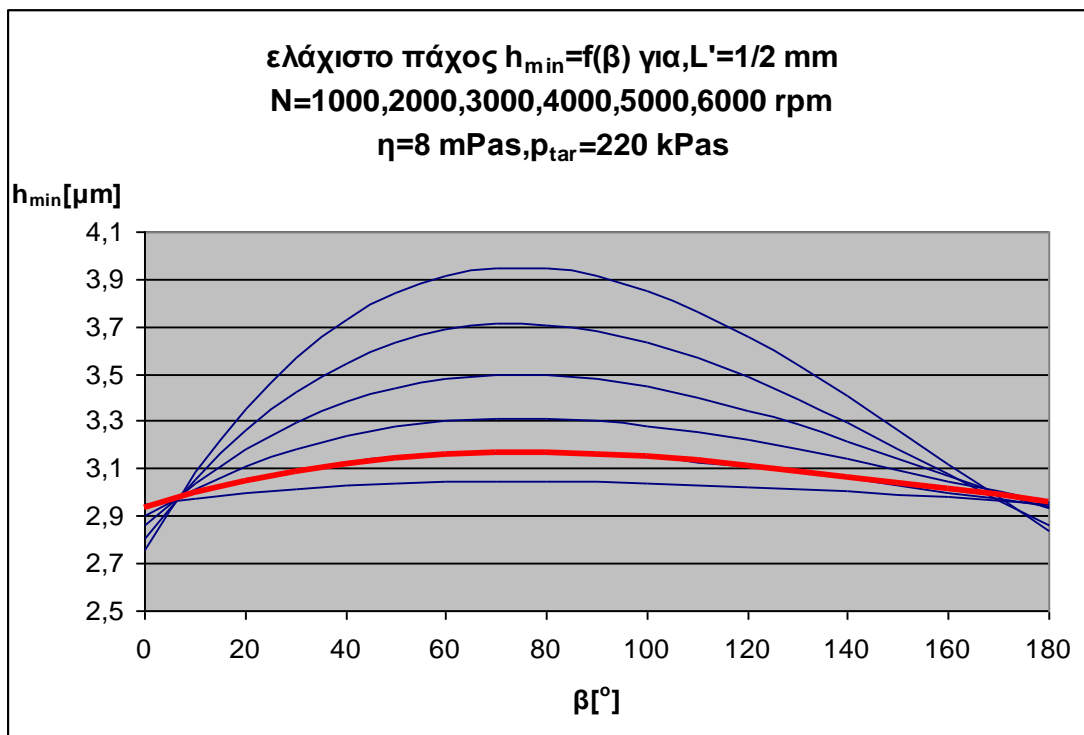
	X^3	X^2	X	C
1000 rpm	0,00000005	-0,00002526	0,00294613	2,94950049
2000 rpm	0,00000013	-0,00006239	0,00708869	2,93288379
3000 rpm	0,00000023	-0,00010758	0,01222461	2,90538604
4000 rpm	0,00000037	-0,00017173	0,01934363	2,85916725
5000 rpm	0,00000051	-0,00024211	0,02736440	2,80834522
6000 rpm	0,00000066	-0,00031565	0,03589238	2,75709159

Πίνακας 3.3 συντελεστές πολωνύμου 3^{ου} βαθμού που προσδιόρισαν την συμπεριφορά του δακτυλίου για L=1 mm

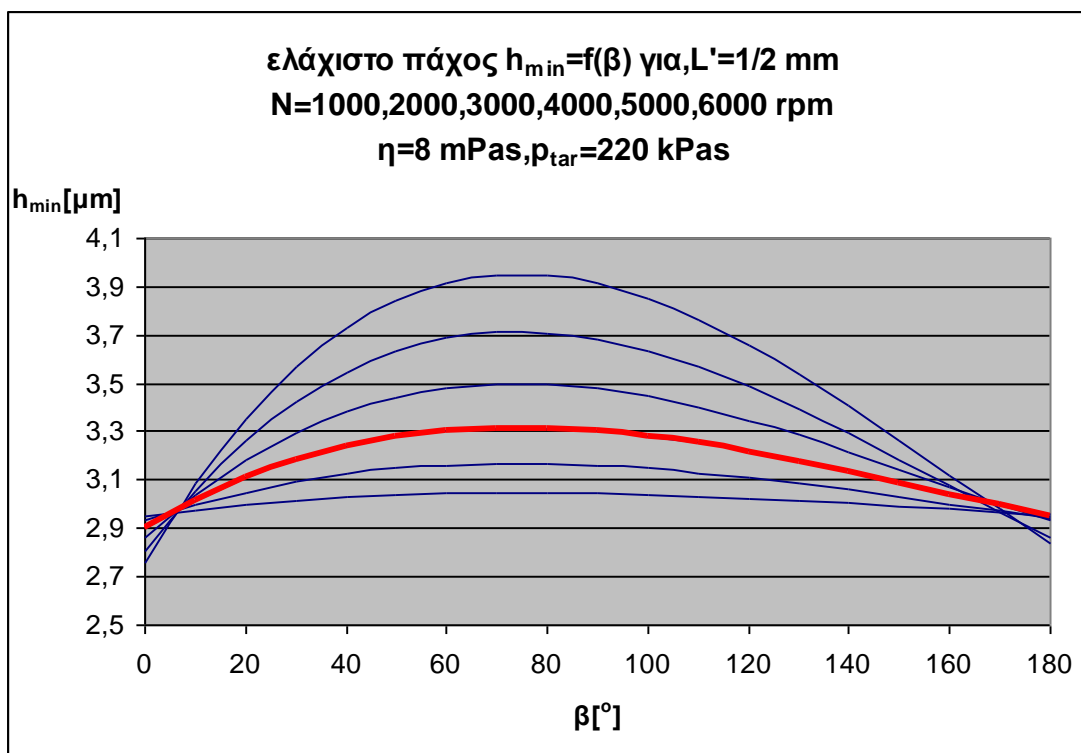




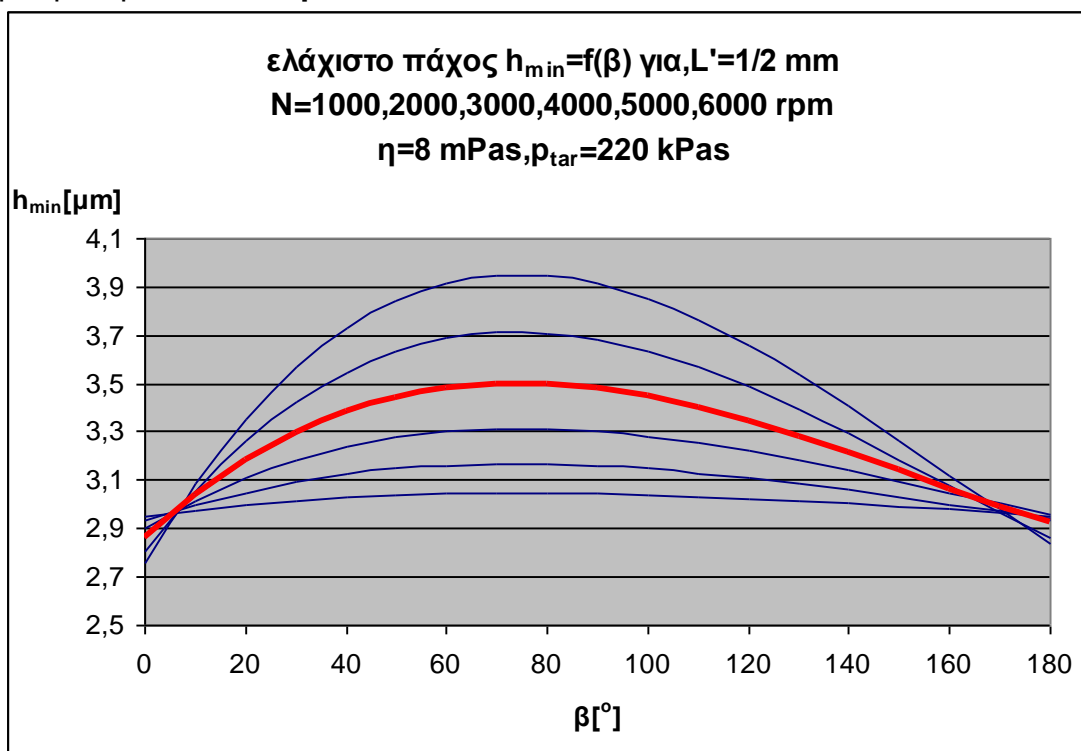
Σχήμα 3.22 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=1000$ rpm



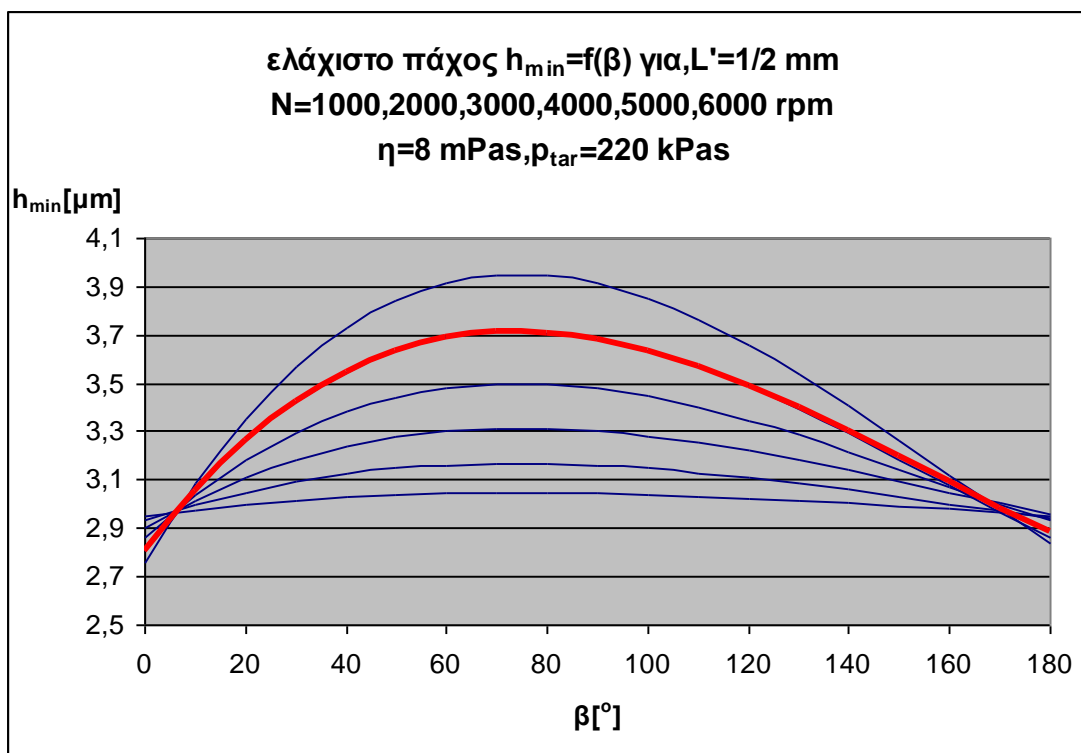
Σχήμα 3.23 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για $N=2000$ rpm



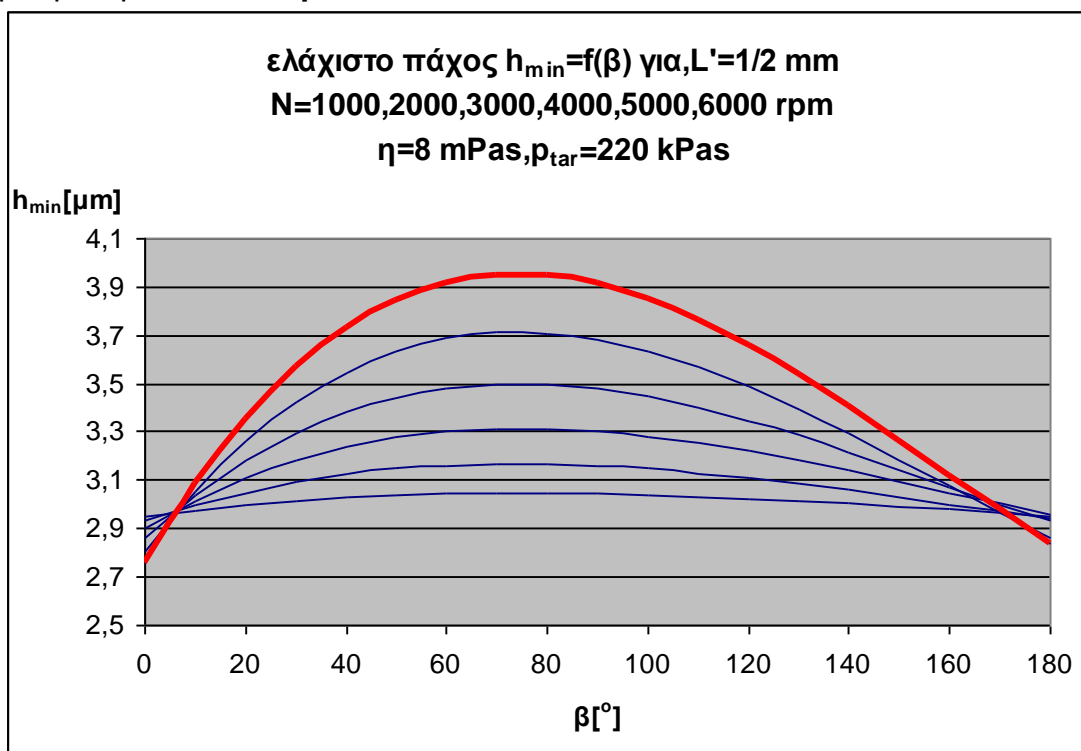
Σχήμα 3.24 καμπύλη μεταβολής πάχος λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=3000$ rpm**



Σχήμα 3.25 καμπύλη μεταβολής πάχος λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=4000$ rpm**



Σχήμα 3.26 καμπύλη μεταβολής πάχος λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=5000$ rpm**

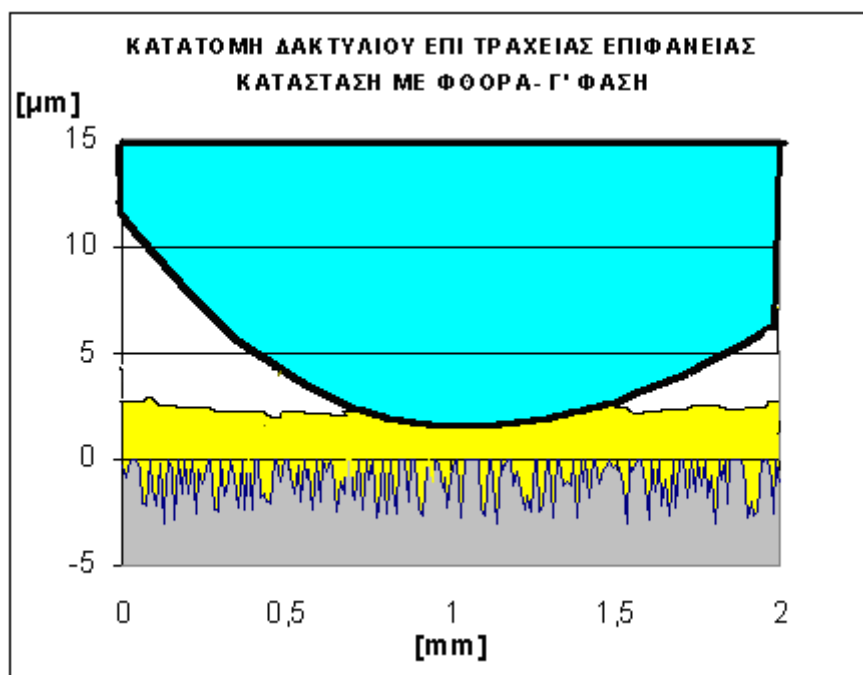


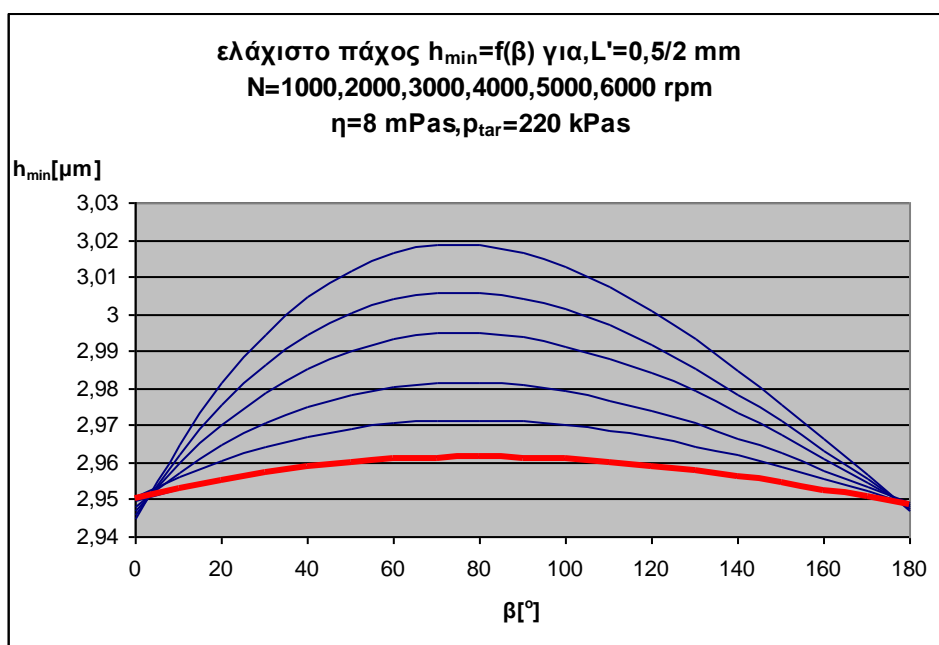
Σχήμα 3.27 καμπύλη μεταβολής πάχος λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=6000$ rpm**

3.1.4 Διαγράμματα πάχους λιπαντικής μεμβράνης για 25% λιπαινόμενου δακτυλίου (L=0,5 mm)

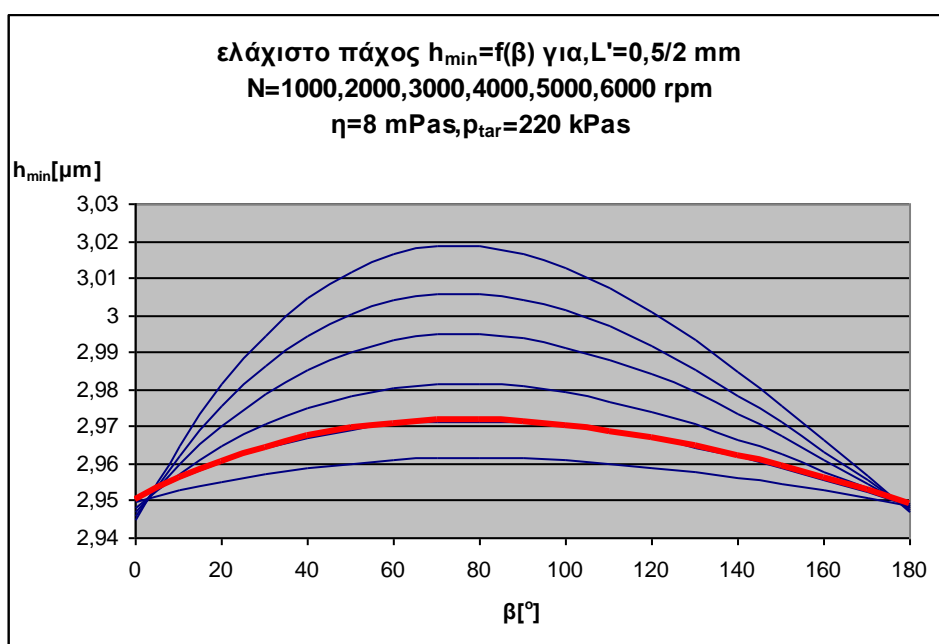
	χ^3	χ^2	χ	C
1000 rpm	0,0000000032	-0,000002357	0,0003127978	2,94995021
2000 rpm	0,0000000074	-0,000004646	0,0005860934	2,95056516
3000 rpm	0,0000000160	-0,000008306	0,0009810610	2,94816063
4000 rpm	0,0000000221	-0,000011666	0,0013886299	2,94715504
5000 rpm	0,0000000306	-0,000015355	0,0017826152	2,94588795
6000 rpm	0,0000000379	-0,000018927	0,0021920223	2,94479483

Πίνακας 3.4 συντελεστές πολυωνύμου 3^{ου} βαθμού που προσδιόρισαν την συμπεριφορά του δακτυλίου για L=0,5 mm

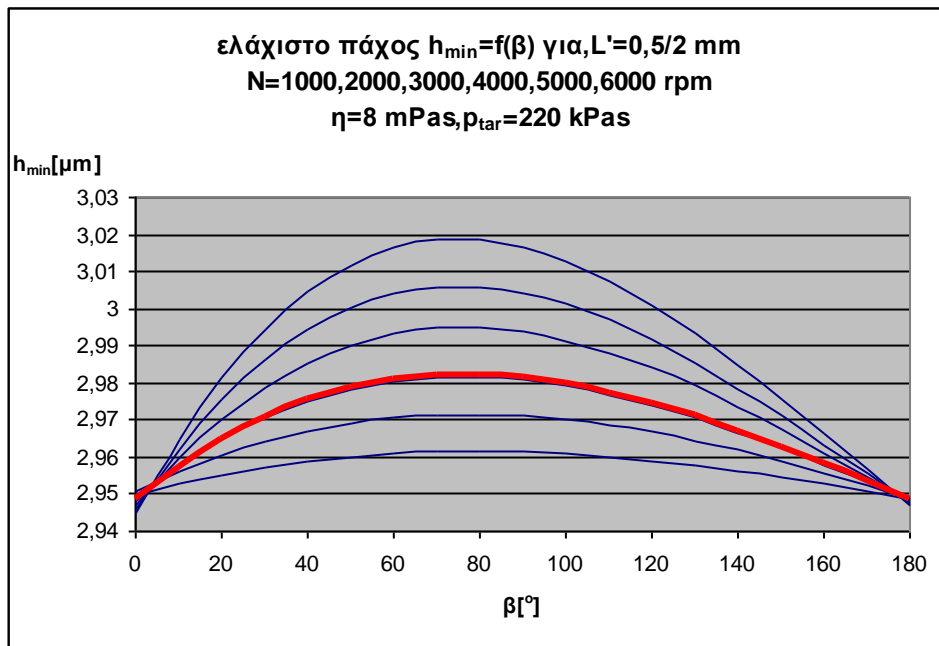




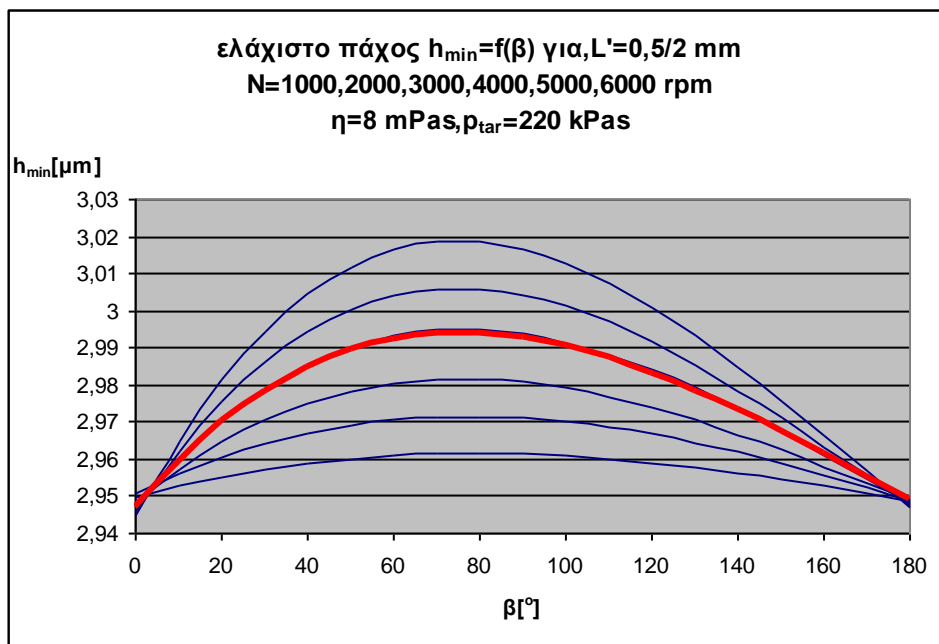
Σχήμα 3.28 καμπύλη μεταβολής πάχος λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=1000$ rpm**



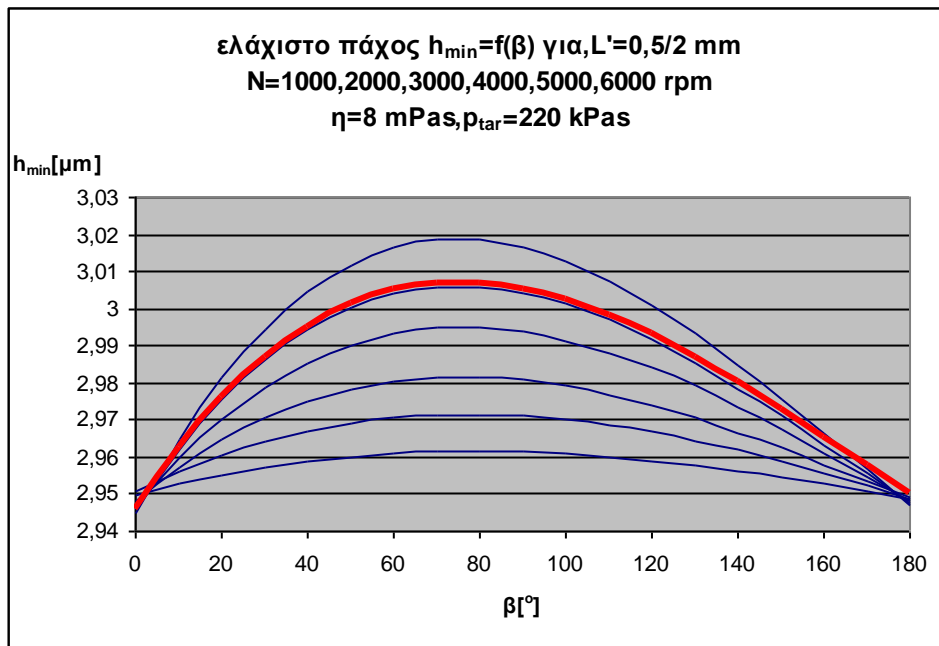
Σχήμα 3.29 καμπύλη μεταβολής πάχος λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=2000$ rpm**



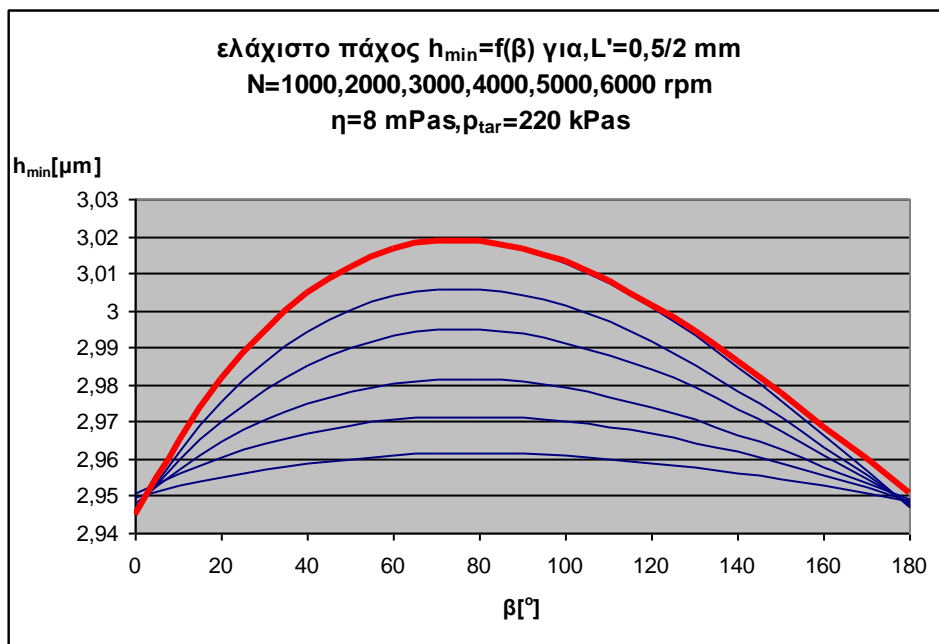
Σχήμα 3.30 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης $3^{\text{ου}}$ βαθμού για **$N=3000$ rpm**



Σχήμα 3.31 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης $3^{\text{ου}}$ βαθμού για **$N=4000$ rpm**



Σχήμα 3.32 καμπύλη μεταβολής πάχος λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης $3^{\text{ου}}$ βαθμού για $N=5000$ rpm



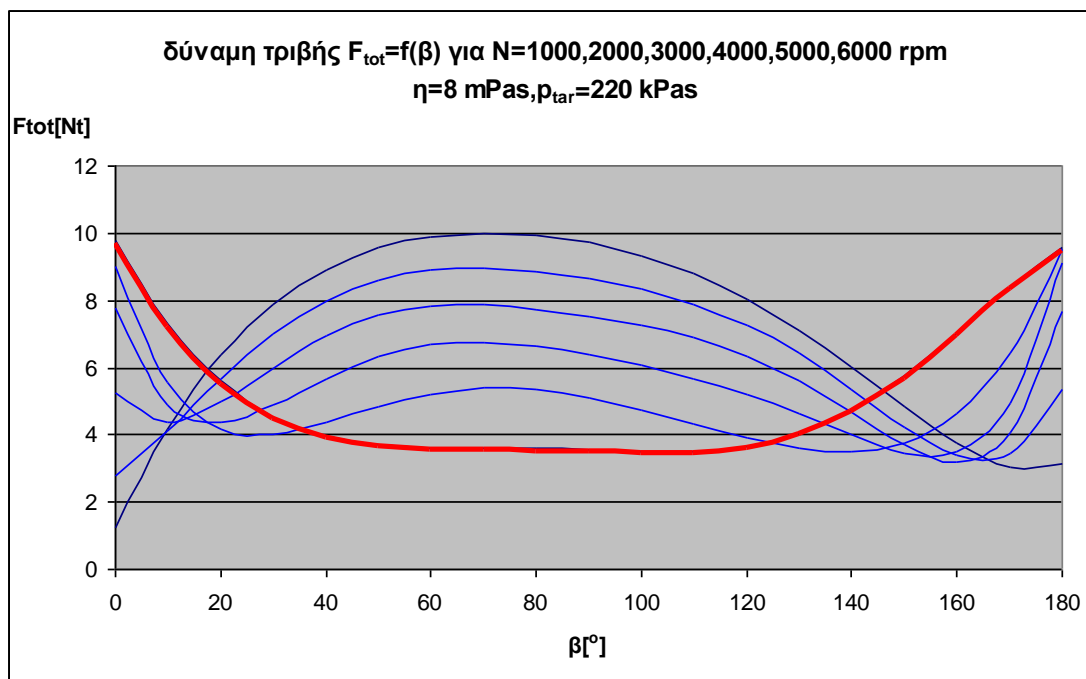
Σχήμα 3.33 καμπύλη μεταβολής πάχος λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης $3^{\text{ου}}$ βαθμού για $N=6000$ rpm

3.2 Διαγράμματα δύναμης τριβής σε όλα τα μήκη διαβροχής

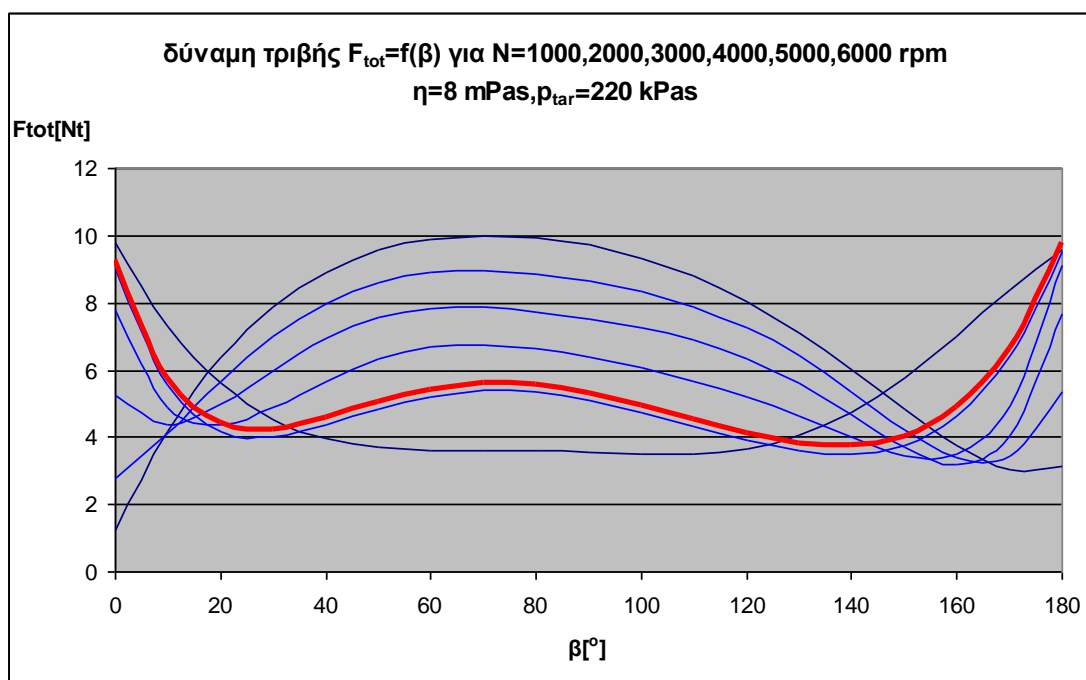
3.2.1 Διαγράμματα δύναμης τριβής για πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου (L=2mm)

	X^6	X^5	X^4	X^3	X^2	X	C
1000 rpm	-7,12E-12	0,0000000030259798	-3,4405148E-07	-0,000010345	0,00445191	-0,29184	9,78076
2000 rpm	0,00000000011732	-0,000000007229181	0,000001880374299	-0,000250896	0,01682796	-0,49132	9,02110
3000 rpm	0,000000000033879	-0,000000018351886	0,000003938232782	-0,000420272	0,0222055	-0,47714	7,80239
4000 rpm	0,000000000032459	-0,000000016831717	0,000003386279126	-0,000329926	0,0149820	-0,20674	5,26476
5000 rpm	0,000000000018686	-0,000000009125278	0,00000167728047	-0,000140083	0,003931	0,11199	2,7568
6000 rpm	0,000000000004925	-0,000000001811782	0,000000159804943	0,00001550	-0,004380	0,336025	1,25825

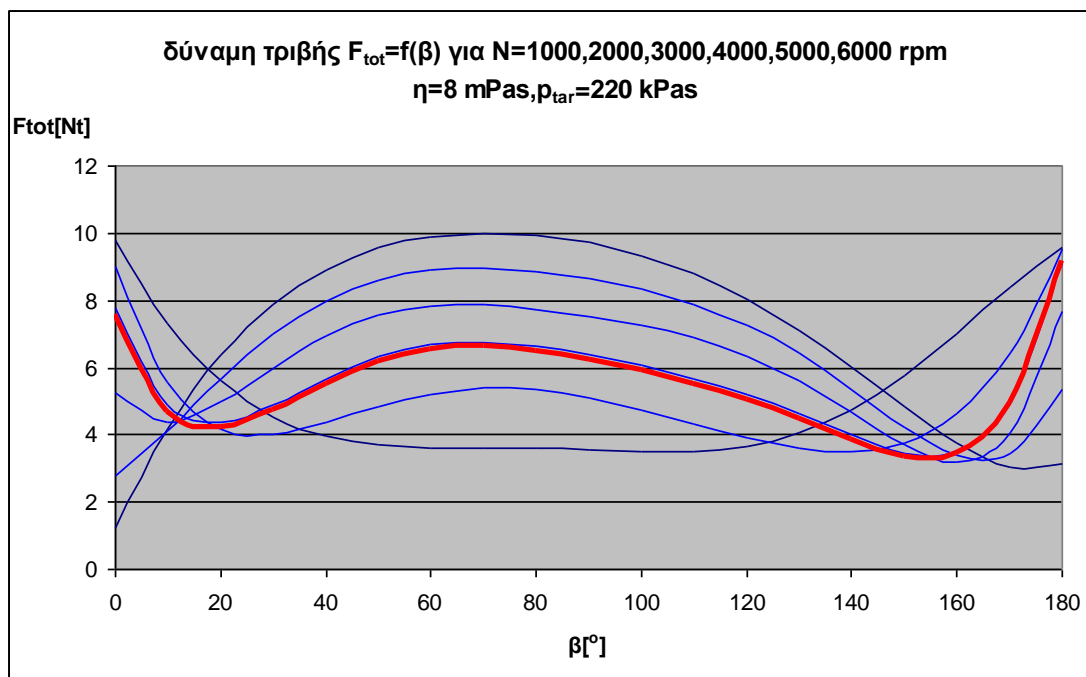
Πίνακας 3.5 συντελεστές πολυωνύμου 6^{ου} βαθμού που προσδιόρισαν την συμπεριφορά του δακτυλίου για L=2 mm



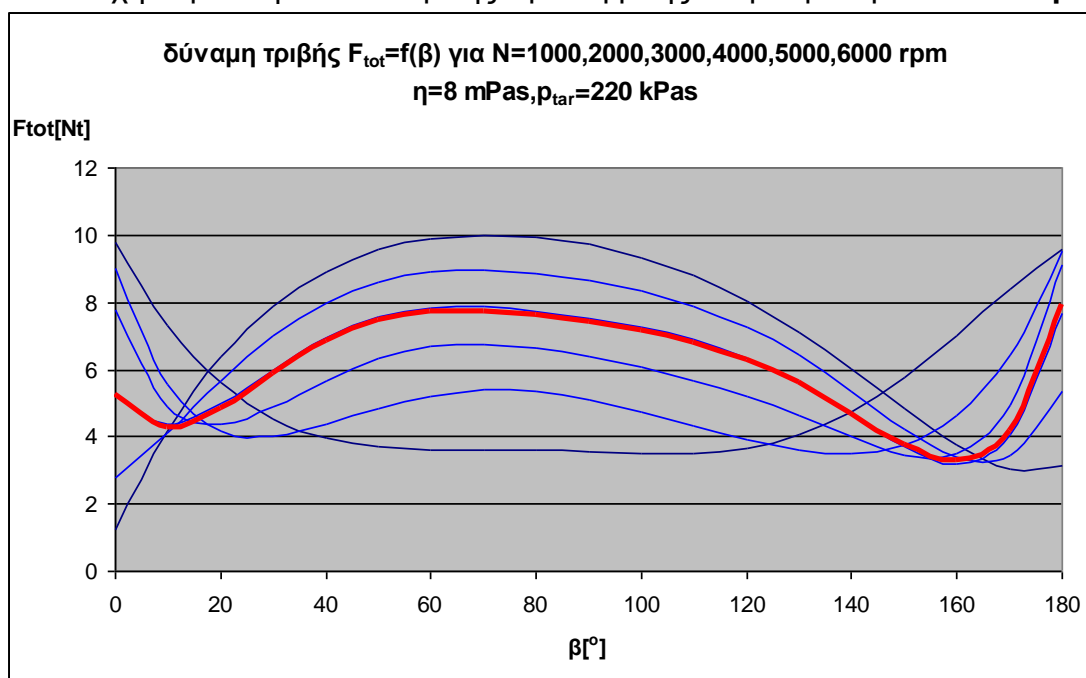
Σχήμα 3.34 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=1000$ rpm**



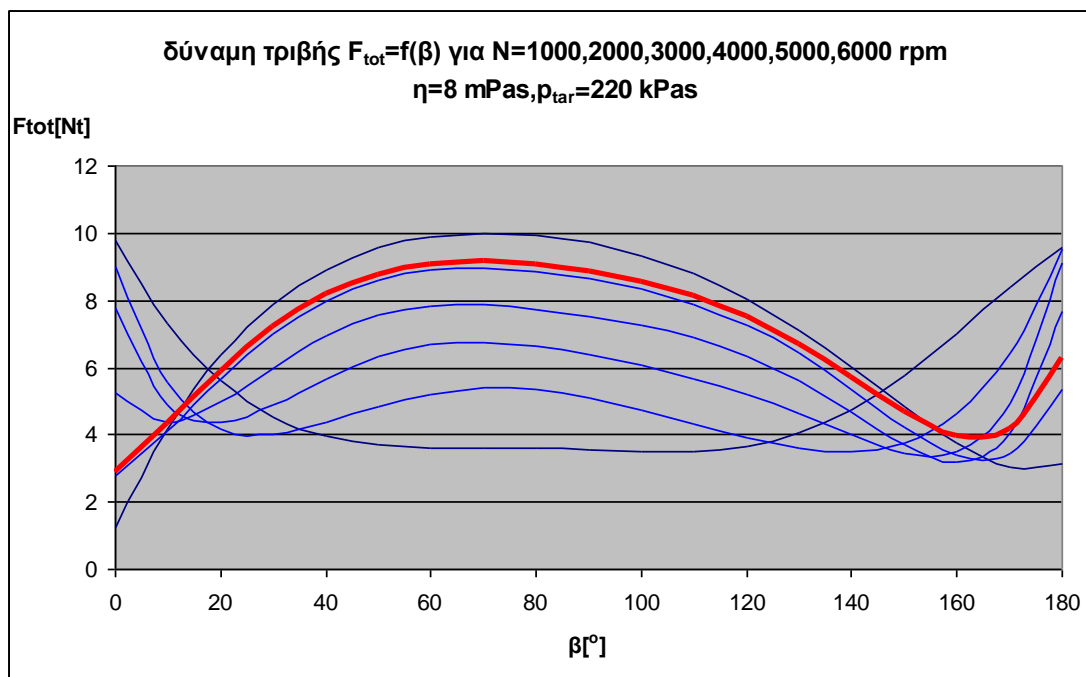
Σχήμα 3.35 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=2000$ rpm**



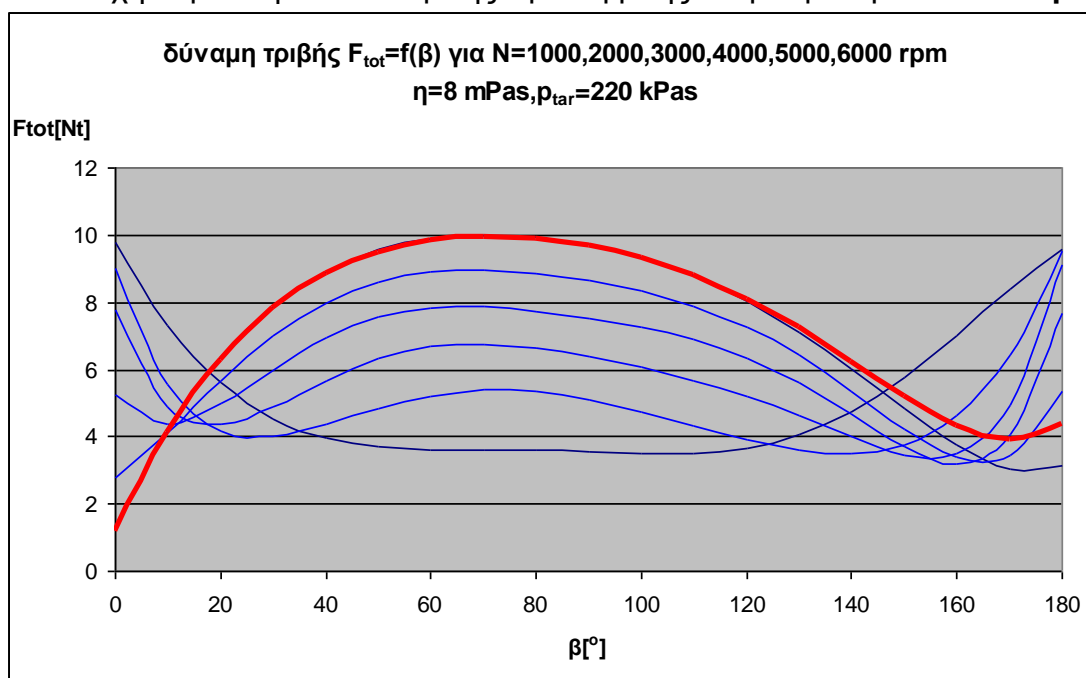
Σχήμα 3.36 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=3000$ rpm**



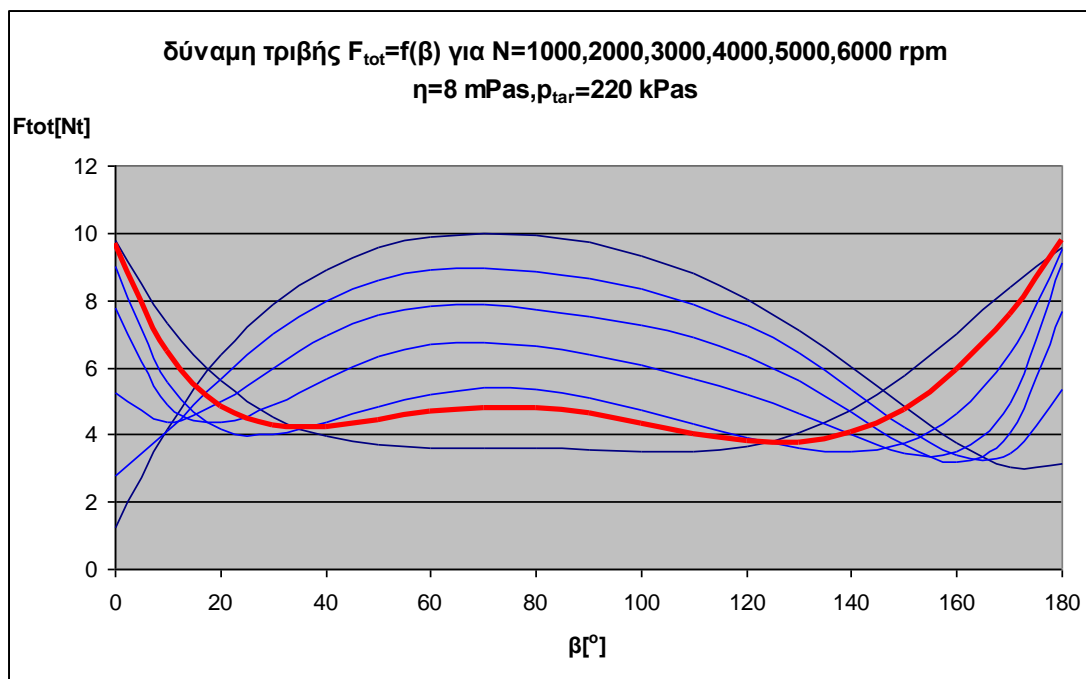
Σχήμα 3.37 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=4000$ rpm**



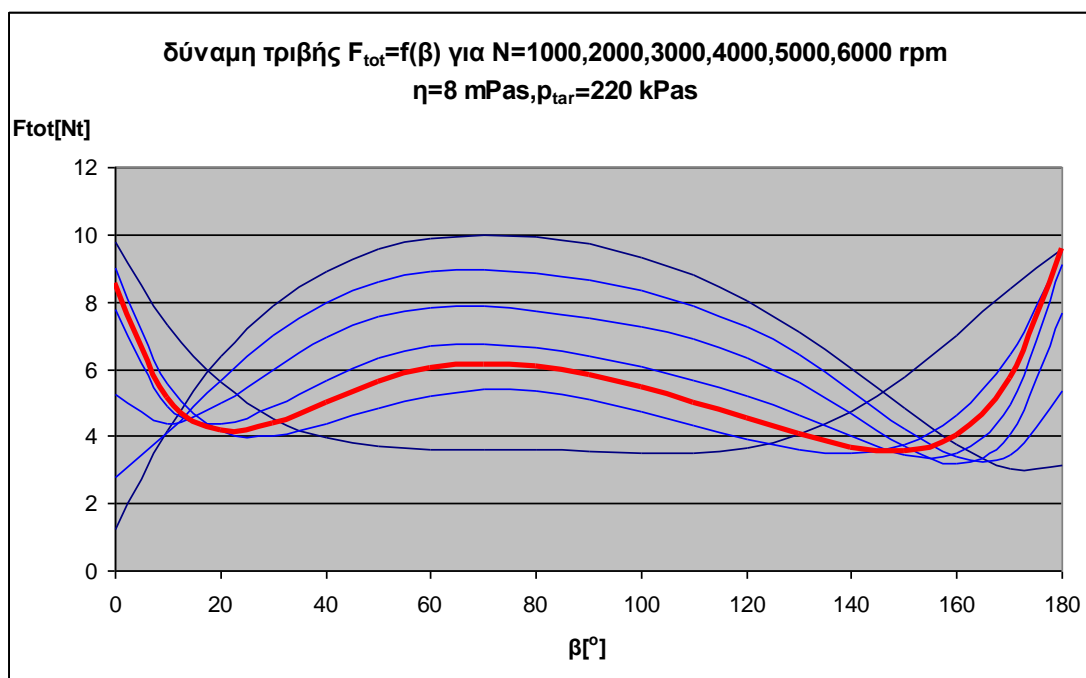
Σχήμα 3.38 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=5000$ rpm**



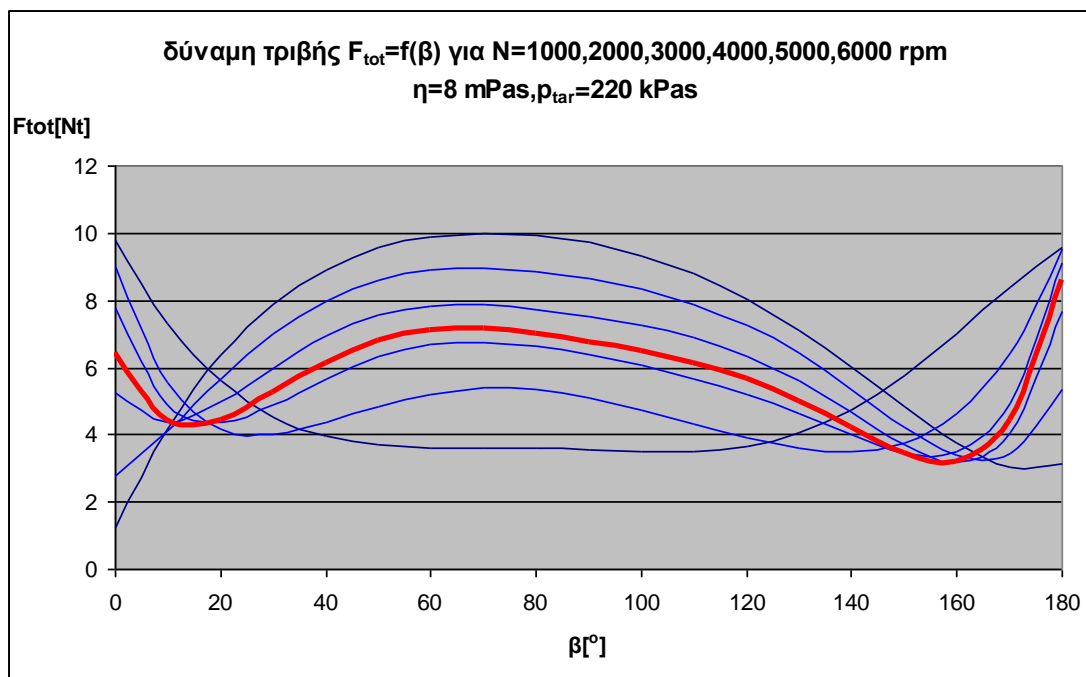
Σχήμα 3.39 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=6000$ rpm**



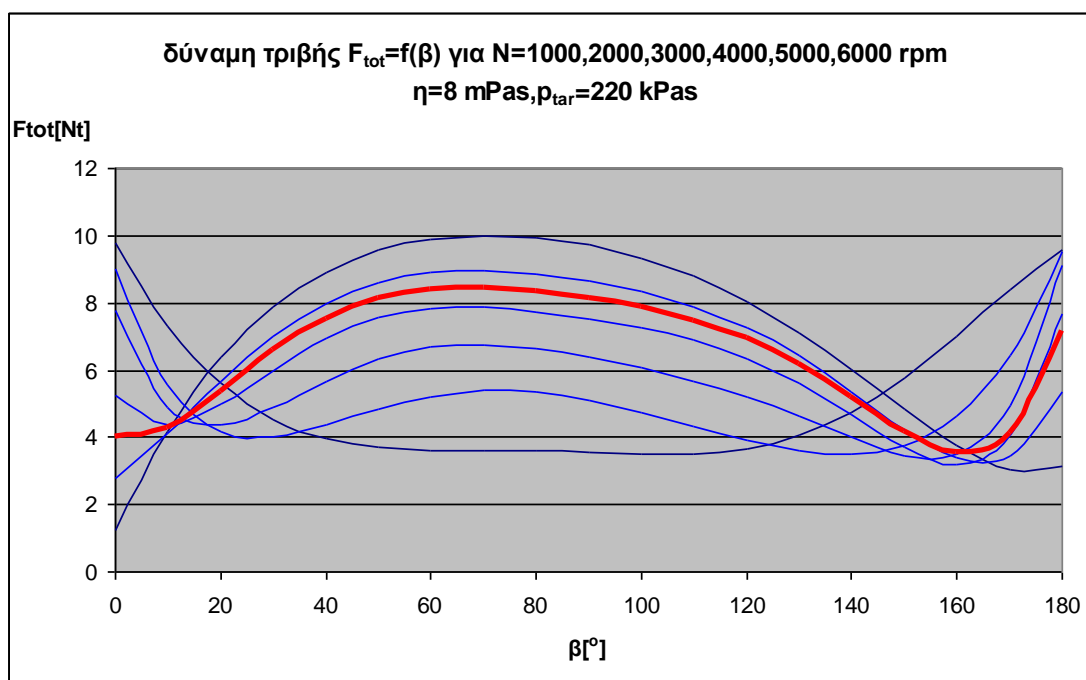
Σχήμα 3.40 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=1500$ rpm**



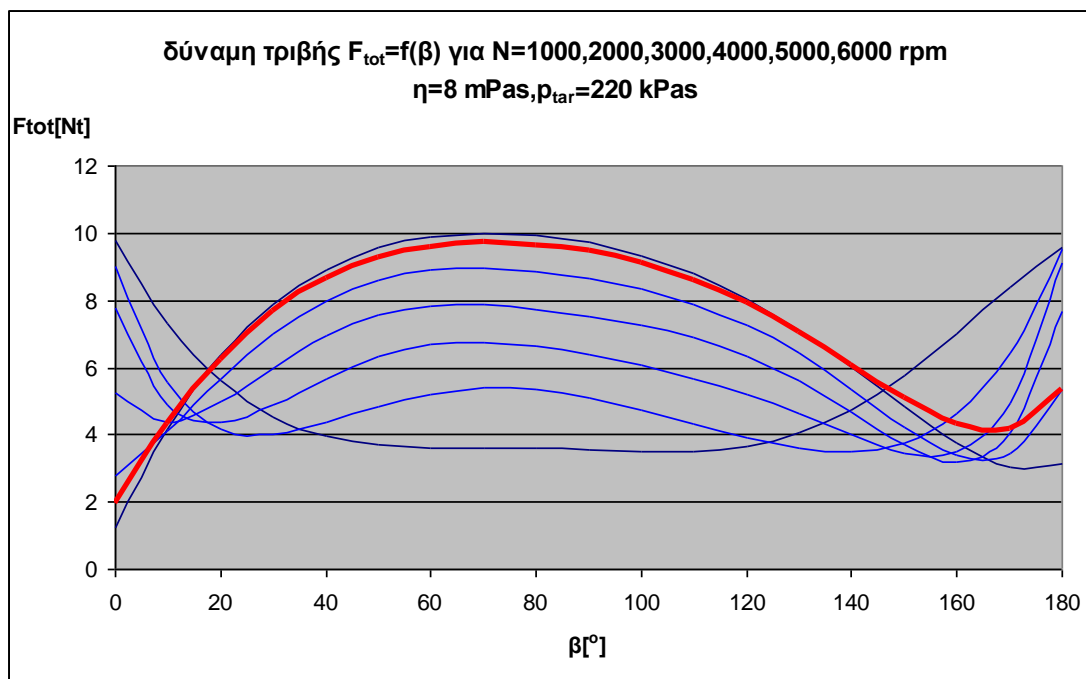
Σχήμα 3.41 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=2500$ rpm**



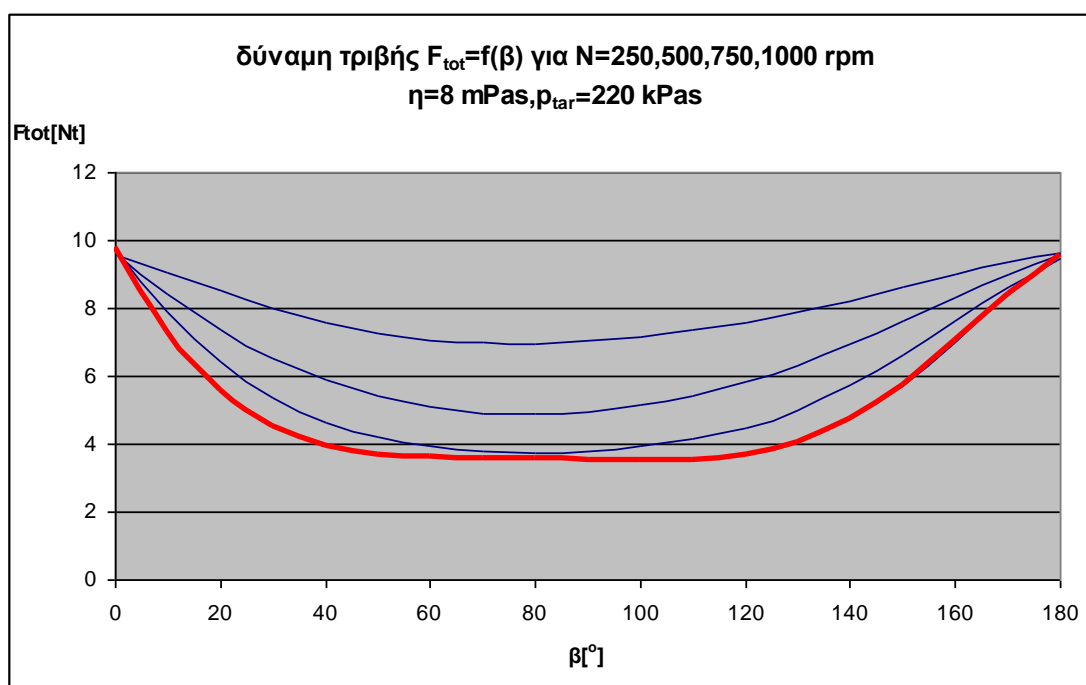
Σχήμα 3.42 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=3500$ rpm**



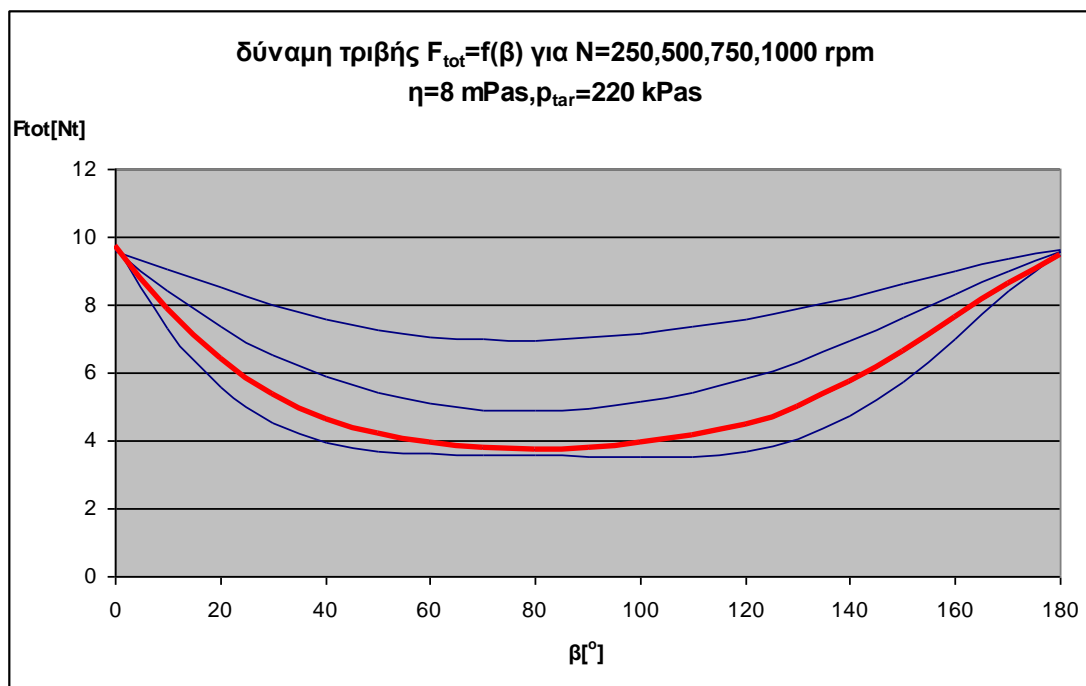
Σχήμα 3.43 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=4500$ rpm**



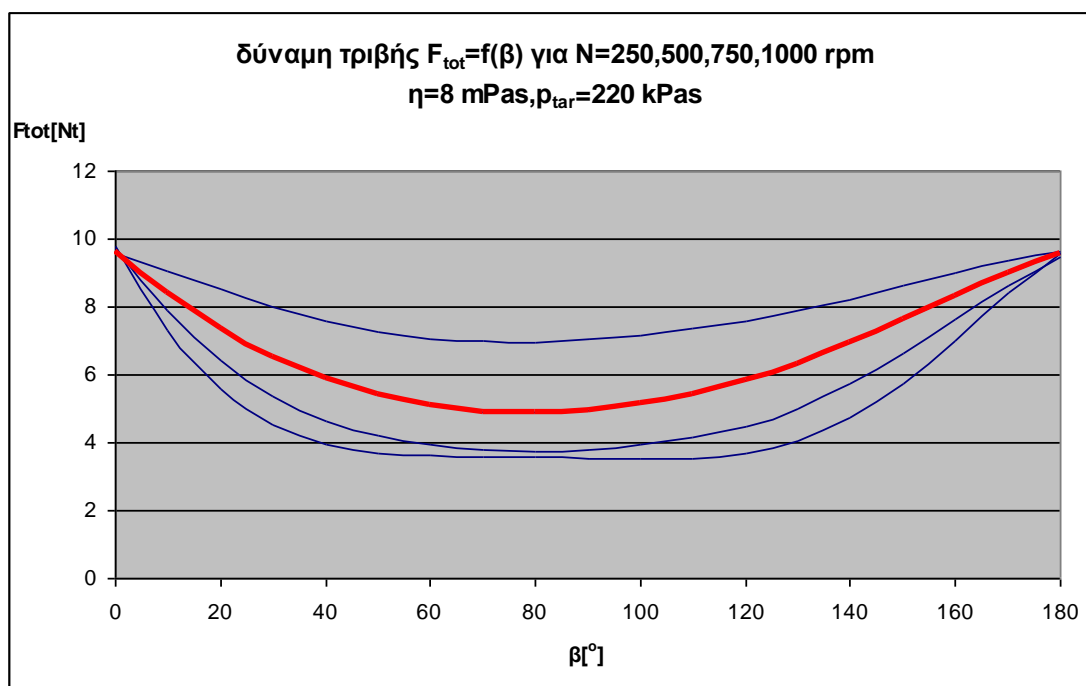
Σχήμα 3.44 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=5500$ rpm**



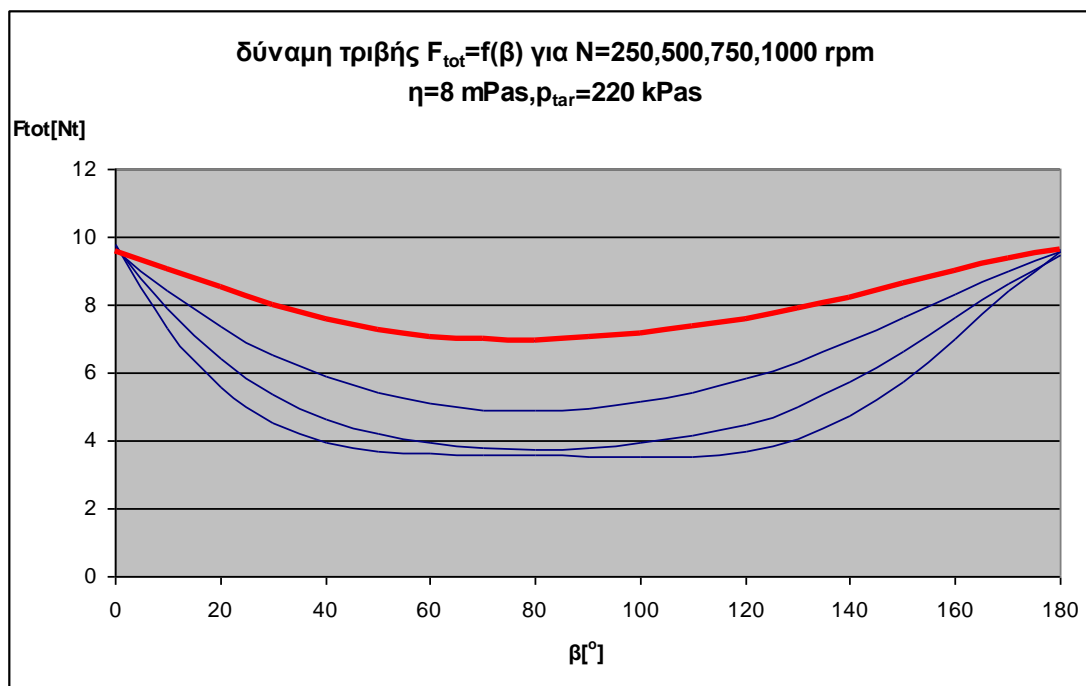
Σχήμα 3.45 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (250,500,750,1000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=250$ rpm**



Σχήμα 3.46 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (250,500,750,1000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=500$ rpm**



Σχήμα 3.47 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (250,500,750,1000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=750$ rpm**

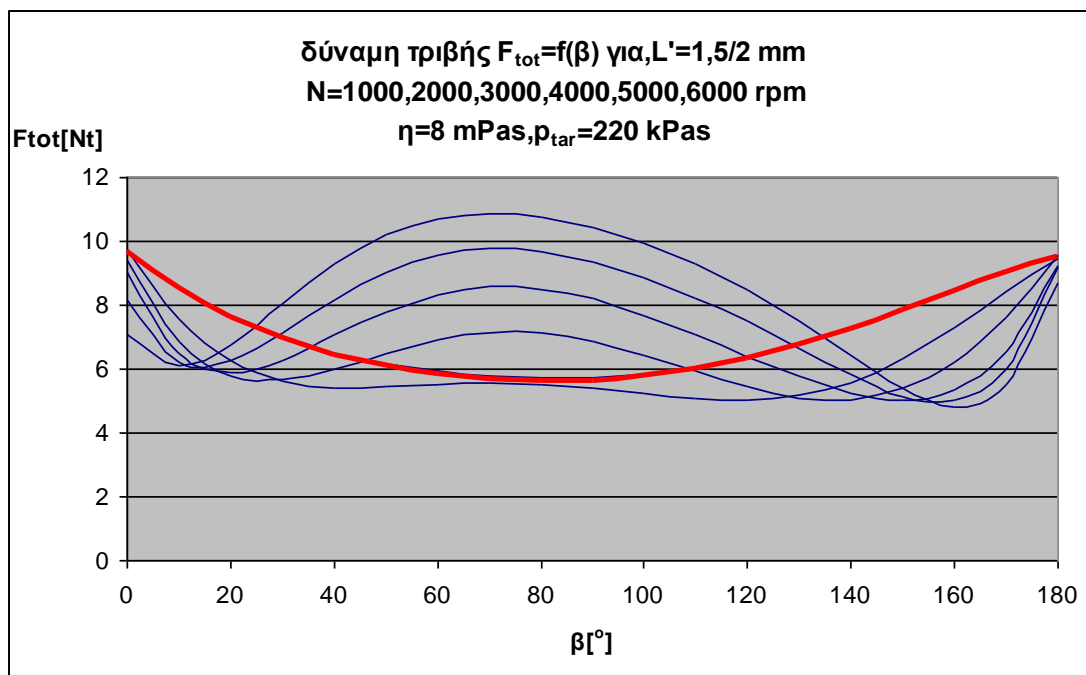


Σχήμα 3.48 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (250,500,750,1000) , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=1000$ rpm**

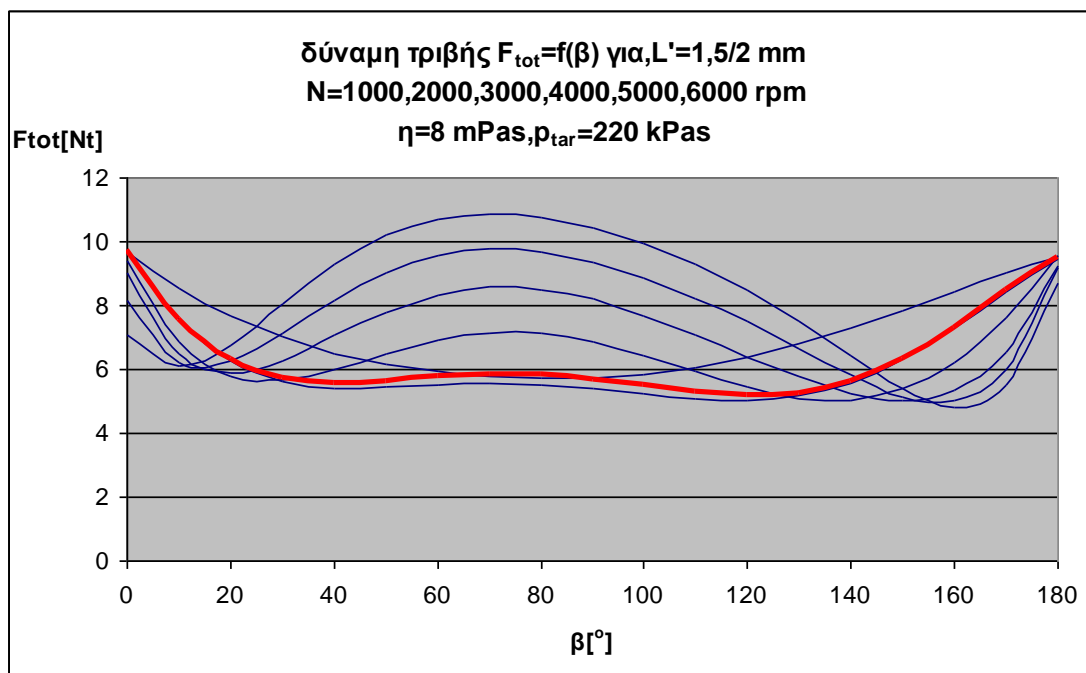
3.2.2 Διαγράμματα δύναμης τριβής για 75% λιπαινόμενου δακτυλίου (L=1,5 mm)

	X^6	X^5	X^4	X^3	X^2	X	C
1000 rpm	-0,00000000000047	0,000000000043007	0,000000046798603	-0,00001262	0,001736228	-0,132021	9,701564
2000 rpm	-0,000000000000514	0,000000001855642	-0,0000000706342	-0,00004068	0,0056730	-0,26878	9,71760
3000 rpm	0,000000000000658	-0,00000000141547	0,0000007040760	-0,00013525	0,011059	-0,35185	9,38229
4000 rpm	0,00000000000146	-0,000000000866	0,000002134867	-0,00026831	0,016517	-0,39712	9,0462
5000 rpm	2,431843698E-11	-1,3391096647E-08	2,96580131569E-06	-0,00032957	0,017713	-0,338430	8,1469
6000 rpm	2,934142283E-11	-1,5656004422E-08	3,29677281729E-06	-0,00034181	0,0165744	-0,23544	7,0914

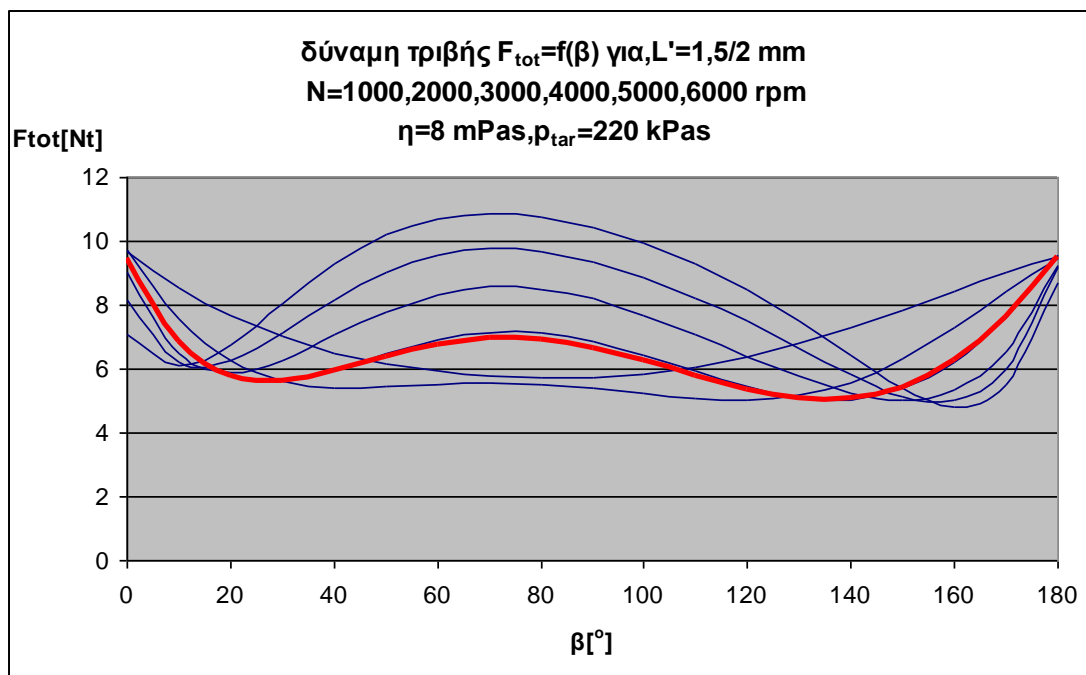
Πίνακας 3.6 συντελεστές πολυωνύμου 6^{ου} βαθμού που προσδιόρισαν την συμπεριφορά του δακτυλίου για L=1,5 mm



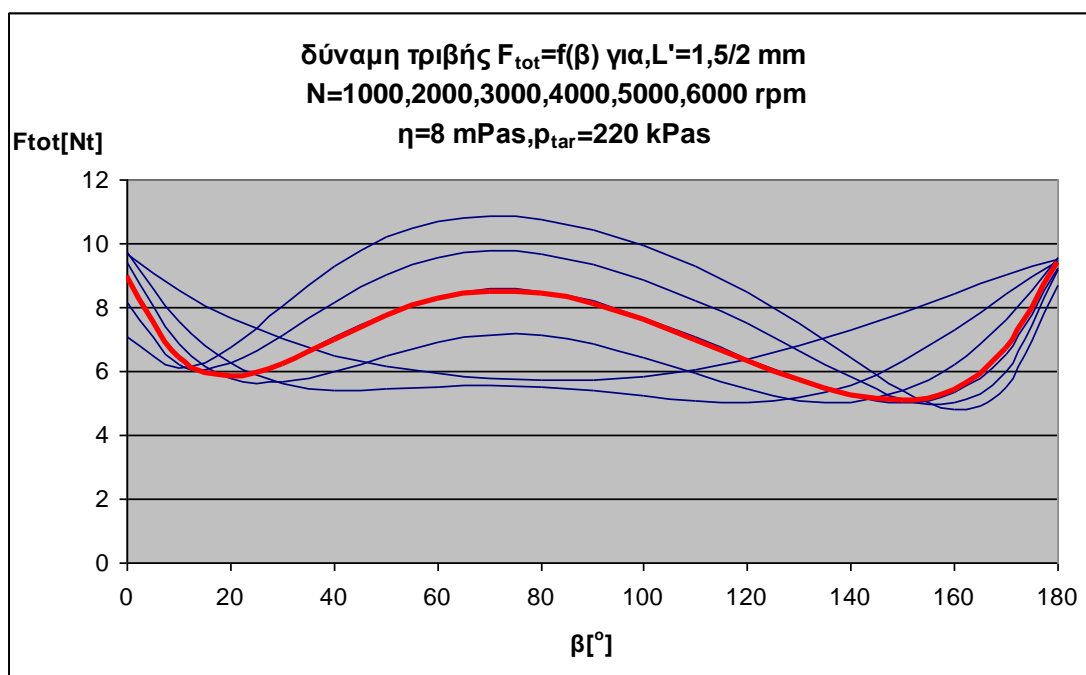
Σχήμα 3.49 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=1000$ rpm**



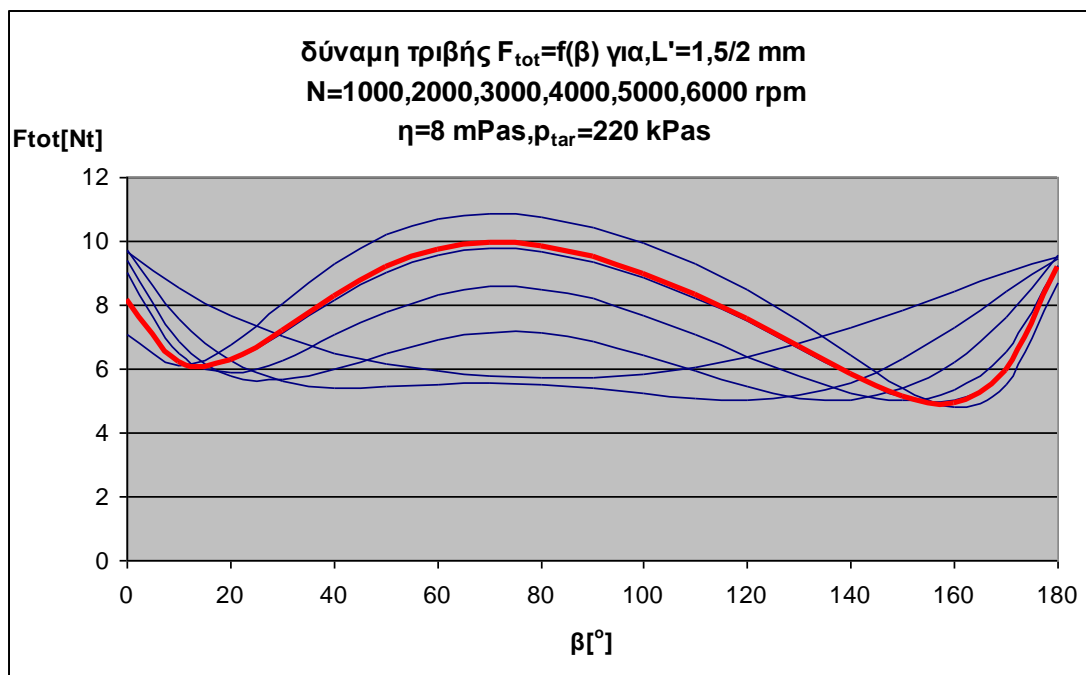
Σχήμα 3.50 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=2000$ rpm**



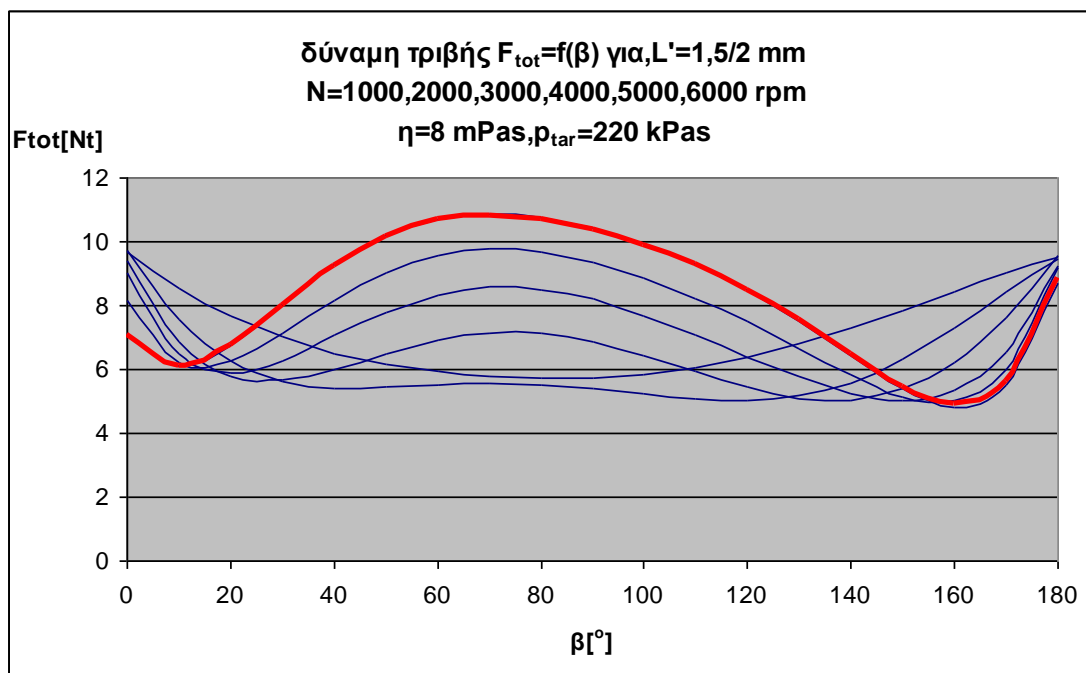
Σχήμα 3.51 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=3000$ rpm**



Σχήμα 3.52 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=4000$ rpm**



Σχήμα 3.53 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=5000$ rpm**

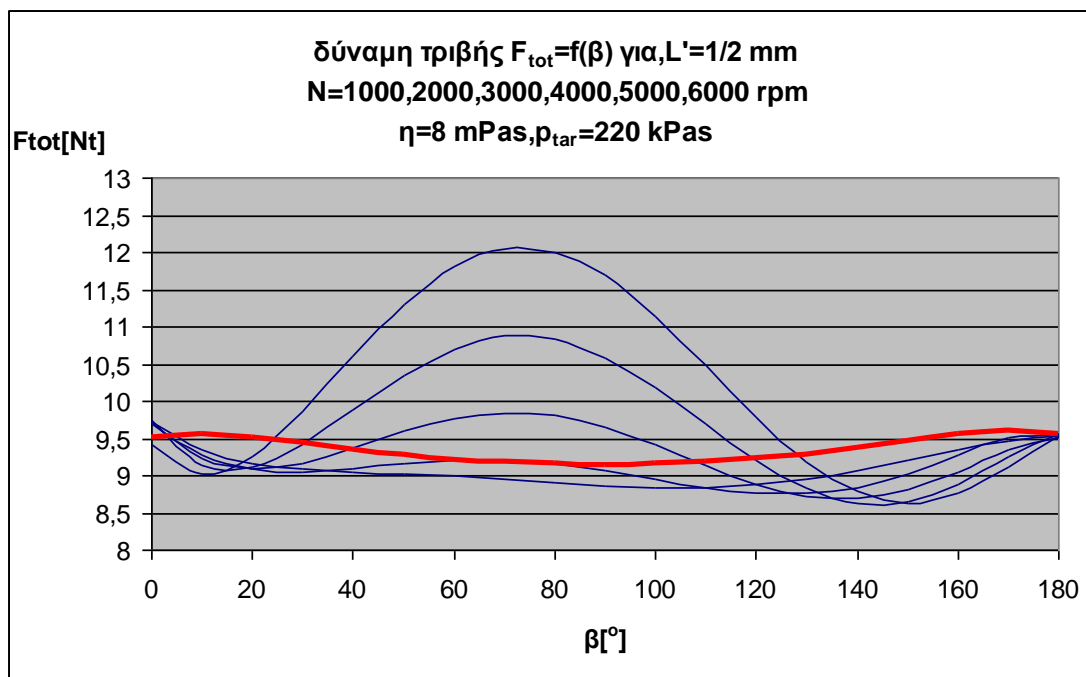


Σχήμα 3.54 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=6000$ rpm**

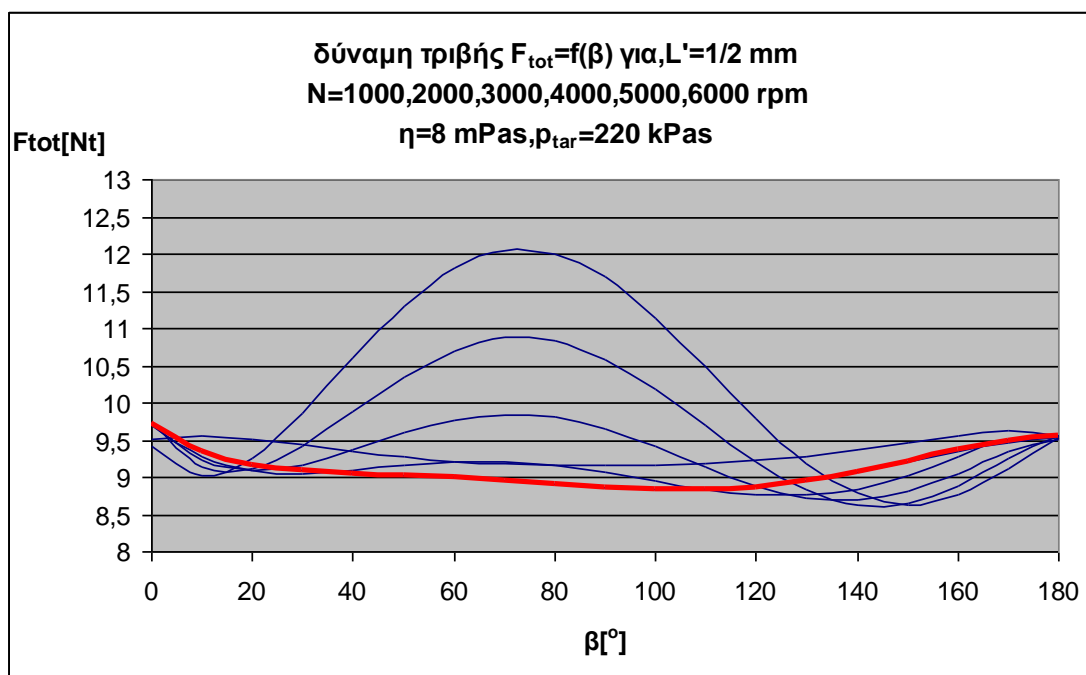
3.2.3 Διαγράμματα δύναμης τριβής για 50% λιπαινόμενου δακτυλίου (L=1 mm)

	X^6	X^5	X^4	X^3	X^2	X	C
1000 rpm	-0,00000000000159	0,000000000845232	-0,00000017669	0,000018462656	-0,00092783	0,01273208	9,5092131
2000 rpm	0,000000000000667	-0,0000000005739	0,000000172888	-0,0000234	0,0015308	-0,04999	9,7139336
3000 rpm	-0,000000000002159	0,0000000007686	-0,00000004110	-0,000011473	0,001483521	-0,0553364	9,7074780
4000 rpm	-0,000000000003043	0,000000001098	-0,00000004940	-0,000020083	0,002393491	-0,07176	9,729834
5000 rpm	-0,000000000003844	0,000000001287	0,000000002816	-0,000038836	0,003952716	-0,0957083	9,74629
6000 rpm	-0,000000000003525	0,0000000010367	0,000000092826	-0,00005344	-0,082306	-0,0823067	9,427217

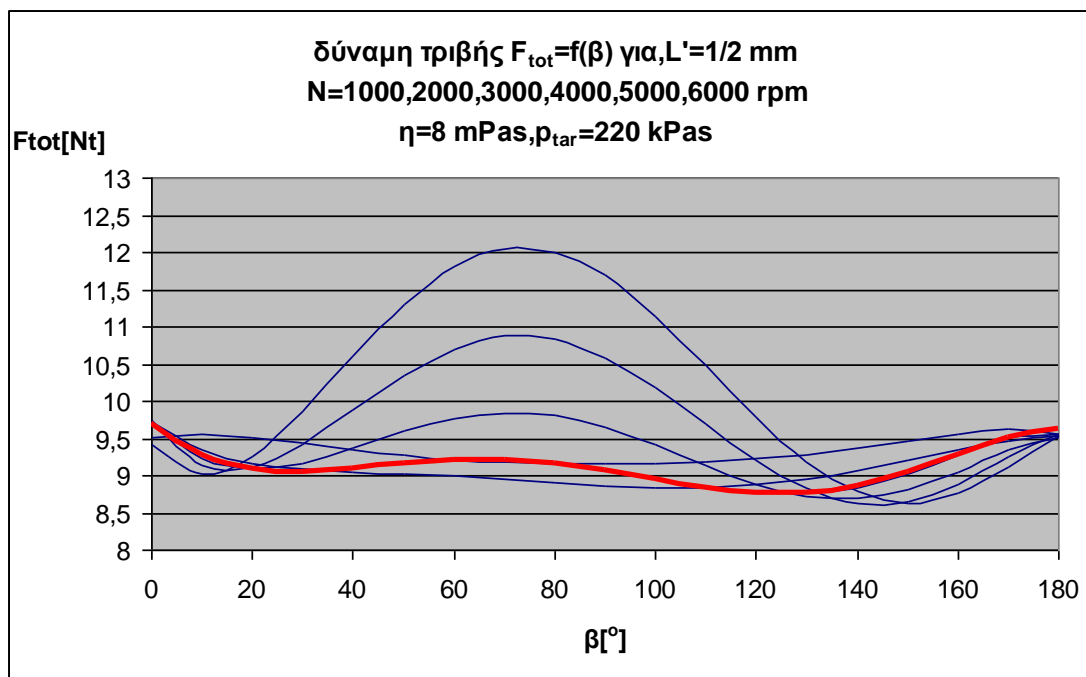
Πίνακας 3.7 συντελεστές πολυωνύμου 6^{ου} βαθμού που προσδιόρισαν την συμπεριφορά του δακτυλίου για L=1 mm



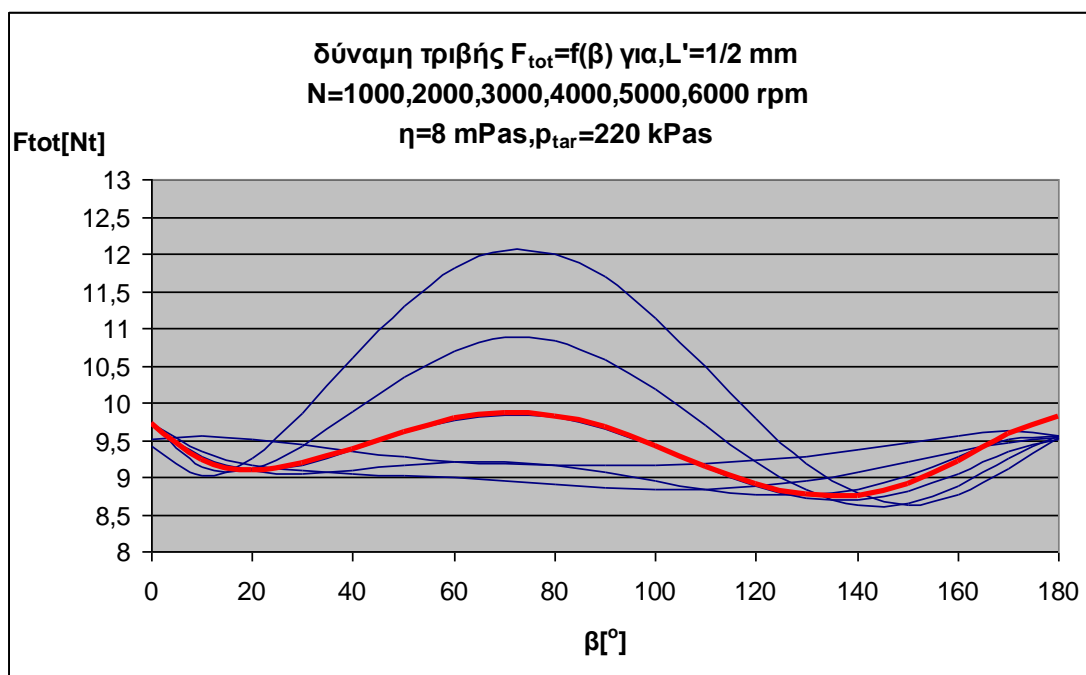
Σχήμα 3.55 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=1000$ rpm**



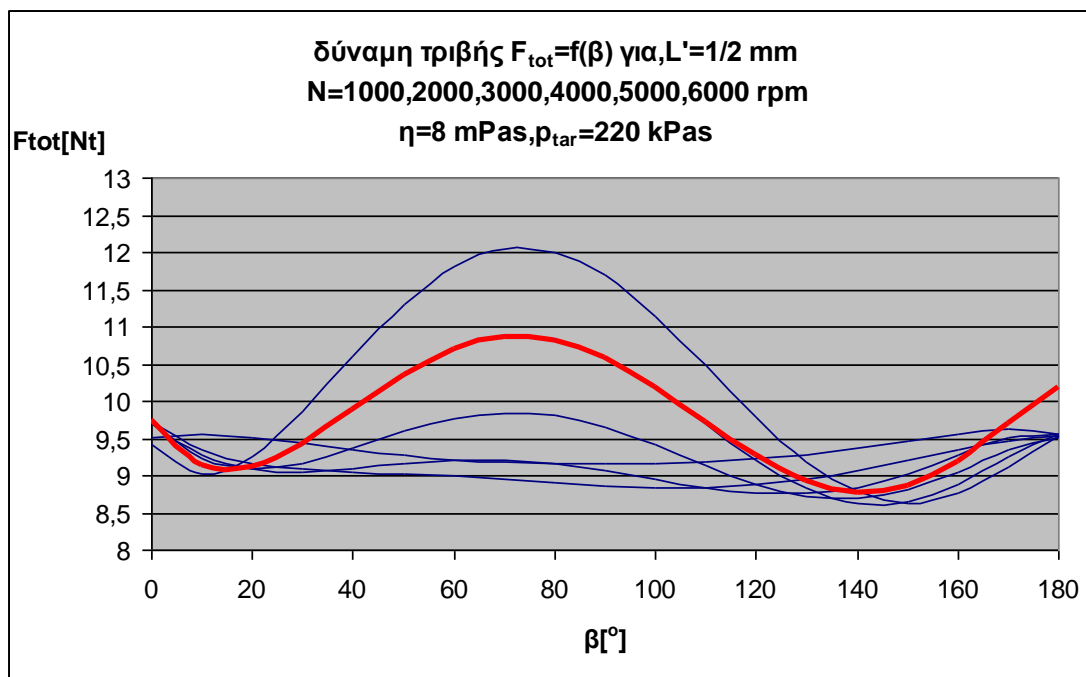
Σχήμα 3.56 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=2000$ rpm**



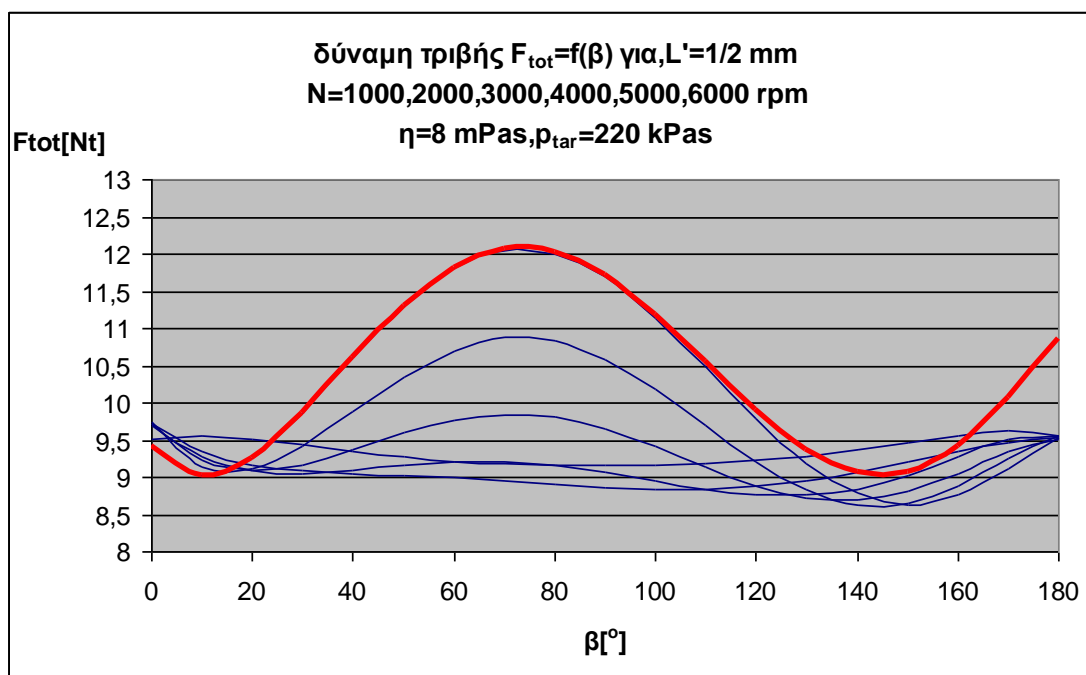
Σχήμα 3.57 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=3000$ rpm**



Σχήμα 3.58 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=4000$ rpm**



Σχήμα 3.59 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=5000$ rpm**

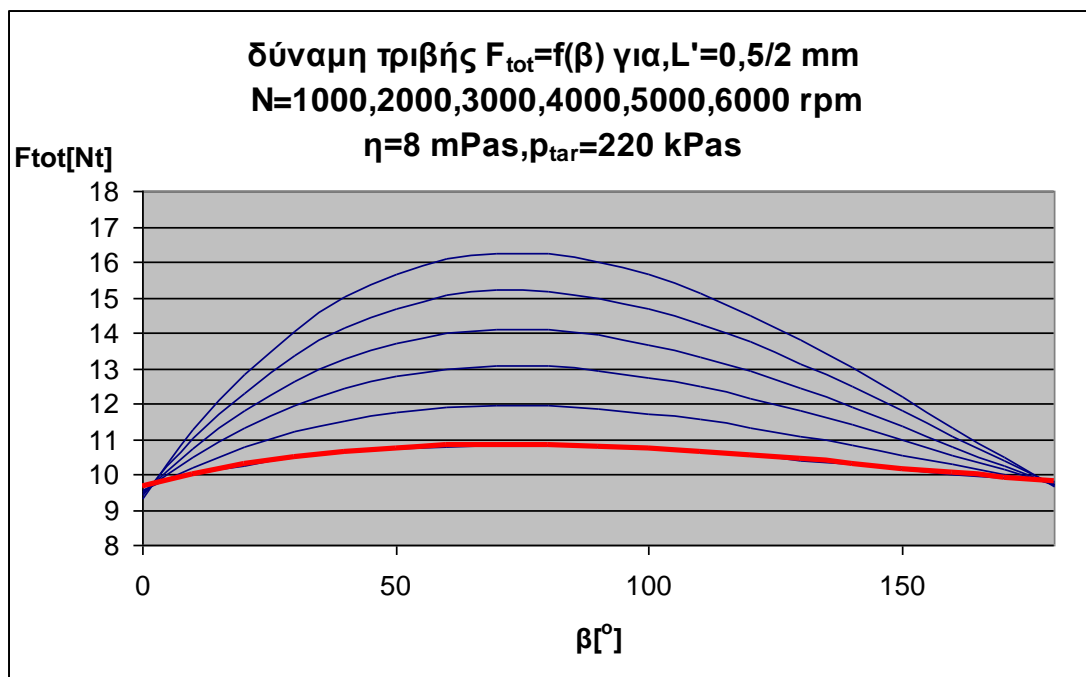


Σχήμα 3.60 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=6000$ rpm**

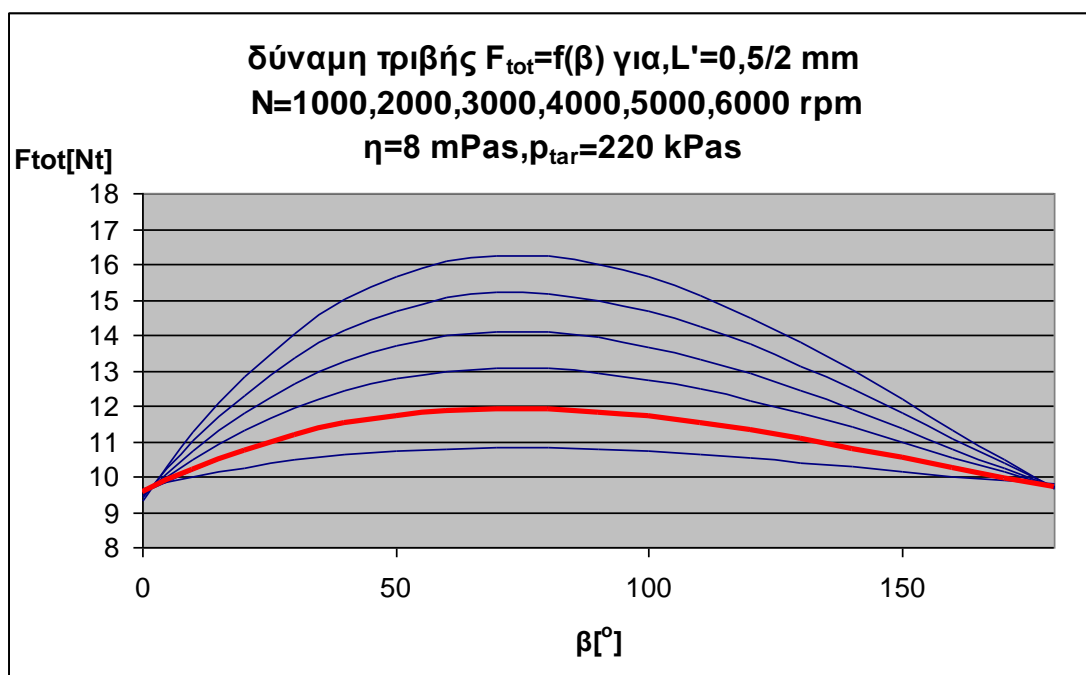
3.2.4 Διαγράμματα δύναμης τριβής για 25% λιπαινόμενου δακτυλίου (L=0,5 mm)

	X^3	X^2	X	C
1000 rpm	0,0000007497	-0,00033210	0,0362085785	9,6599649469
2000 rpm	0,0000014655	-0,00066932	0,0741630966	9,537757648
3000 rpm	0,0000020256	-0,00095773	0,1077801135	9,5267922169
4000 rpm	0,0000026862	-0,00126240	0,1415530259	9,4554542528
5000 rpm	0,0000032677	-0,00155605	0,1758317915	9,3957357350
6000 rpm	0,0000038974	-0,00185663	0,2098393452	9,3309487928

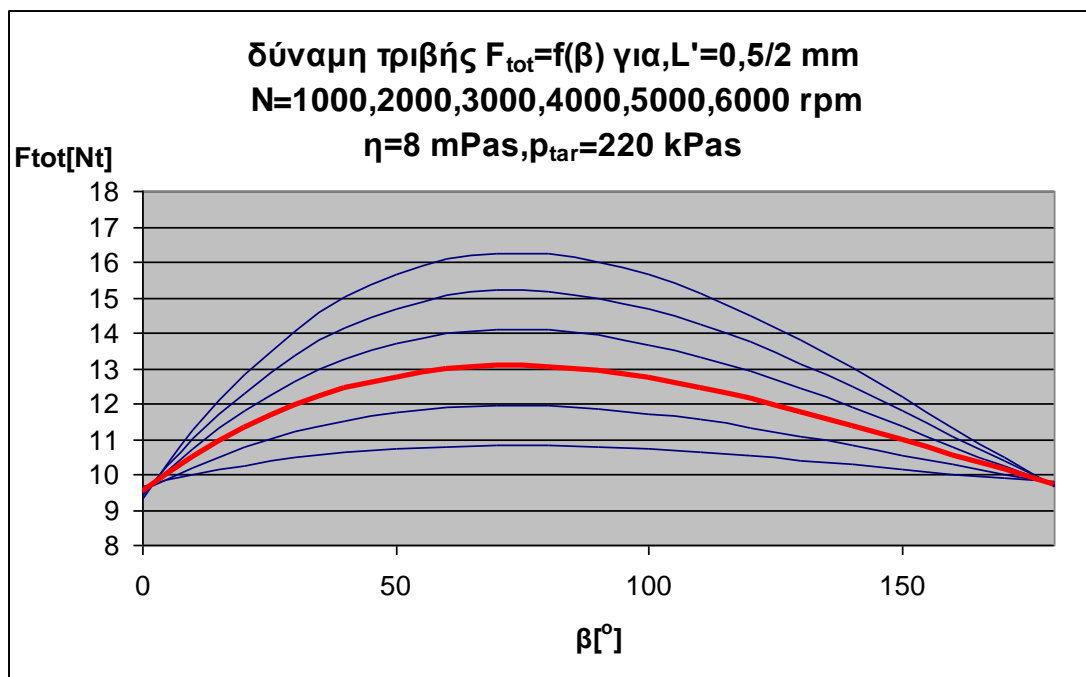
Πίνακας 3.8 συντελεστές πολωνύμου 3^{ου} βαθμού που προσδιόρισαν την συμπεριφορά του δακτυλίου για L=0,5 mm



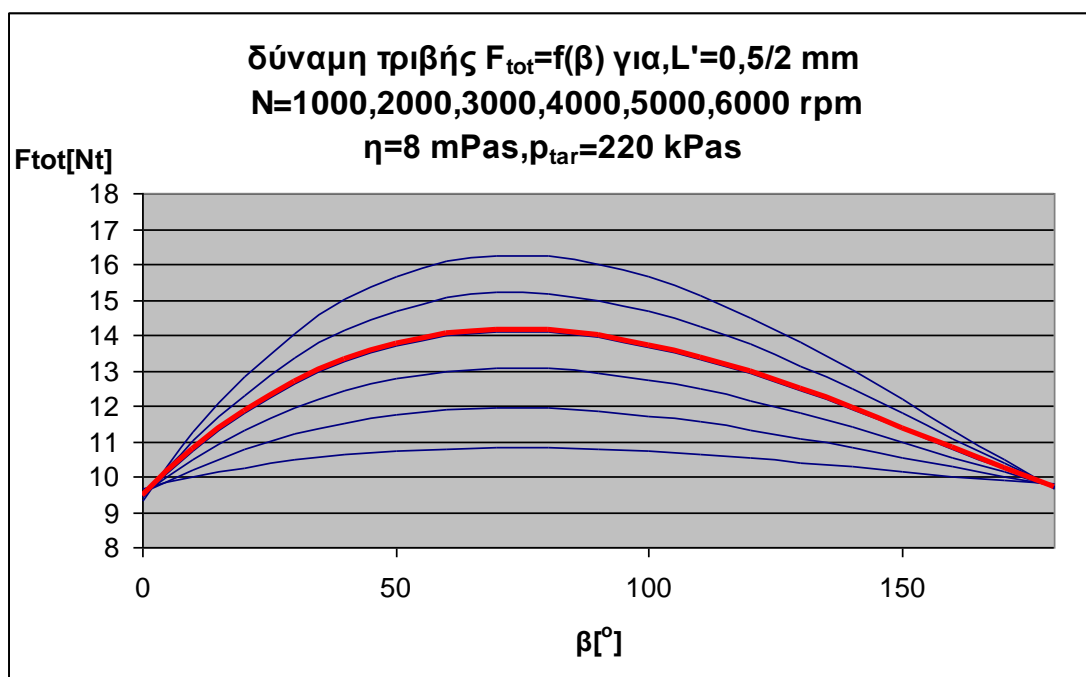
Σχήμα 3.61 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=1000$ rpm**



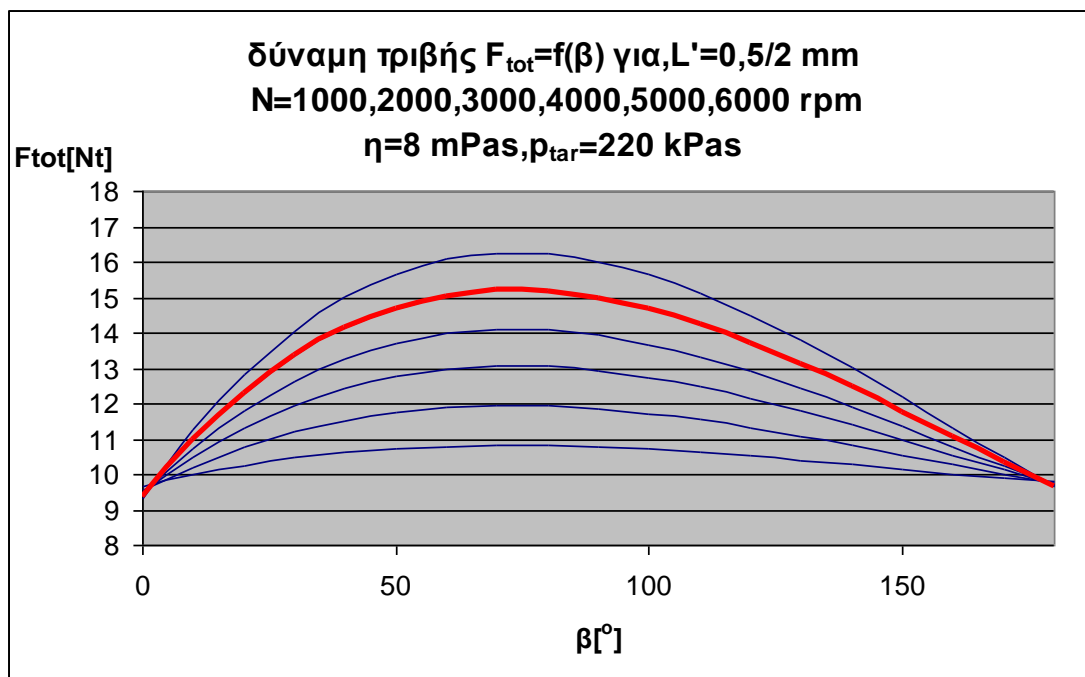
Σχήμα 3.62 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=2000$ rpm**



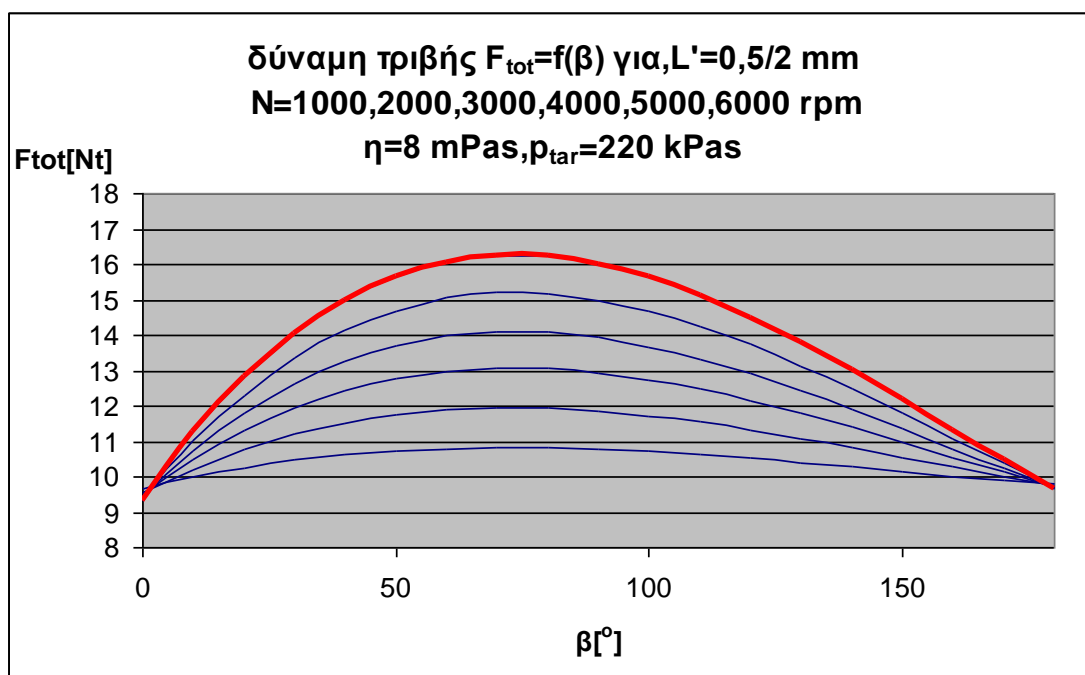
Σχήμα 3.63 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=3000$ rpm**



Σχήμα 3.64 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=4000$ rpm**

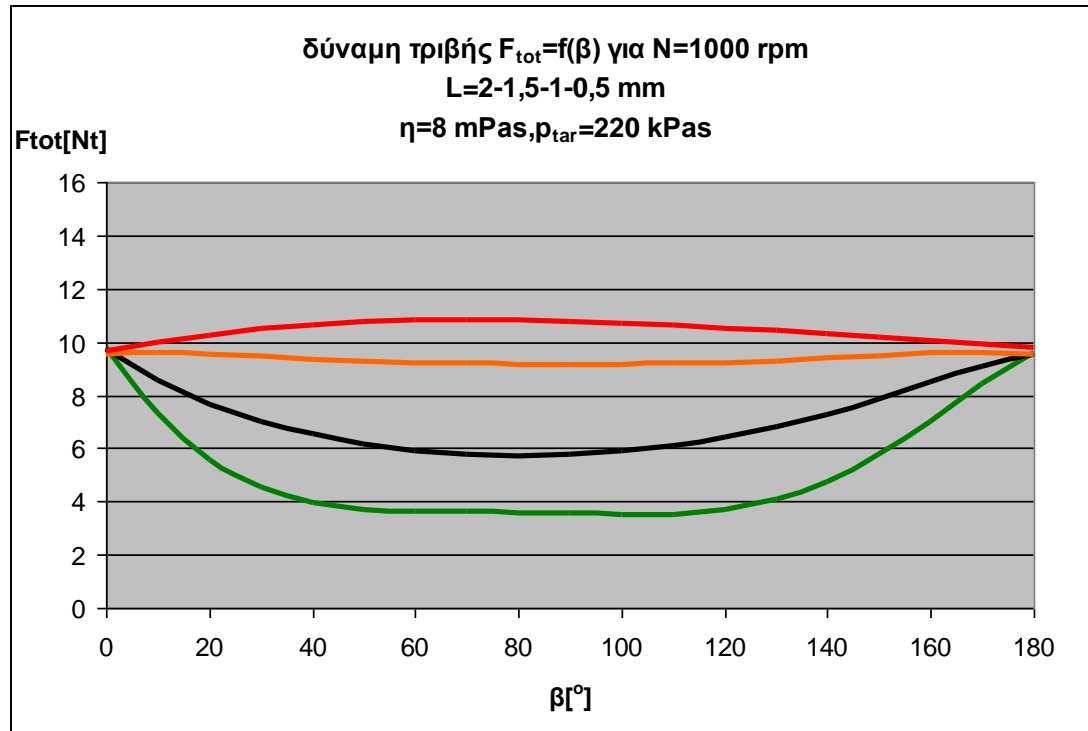


Σχήμα 3.65 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=5000$ rpm**

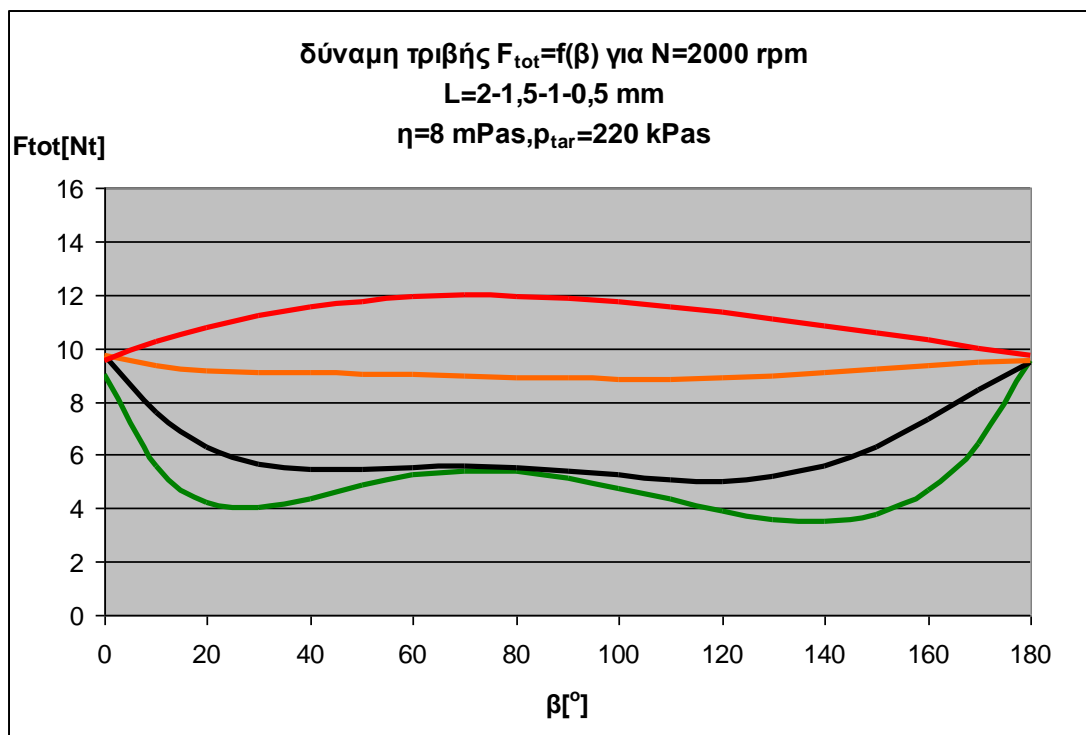


Σχήμα 3.66 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=0,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=6000$ rpm**

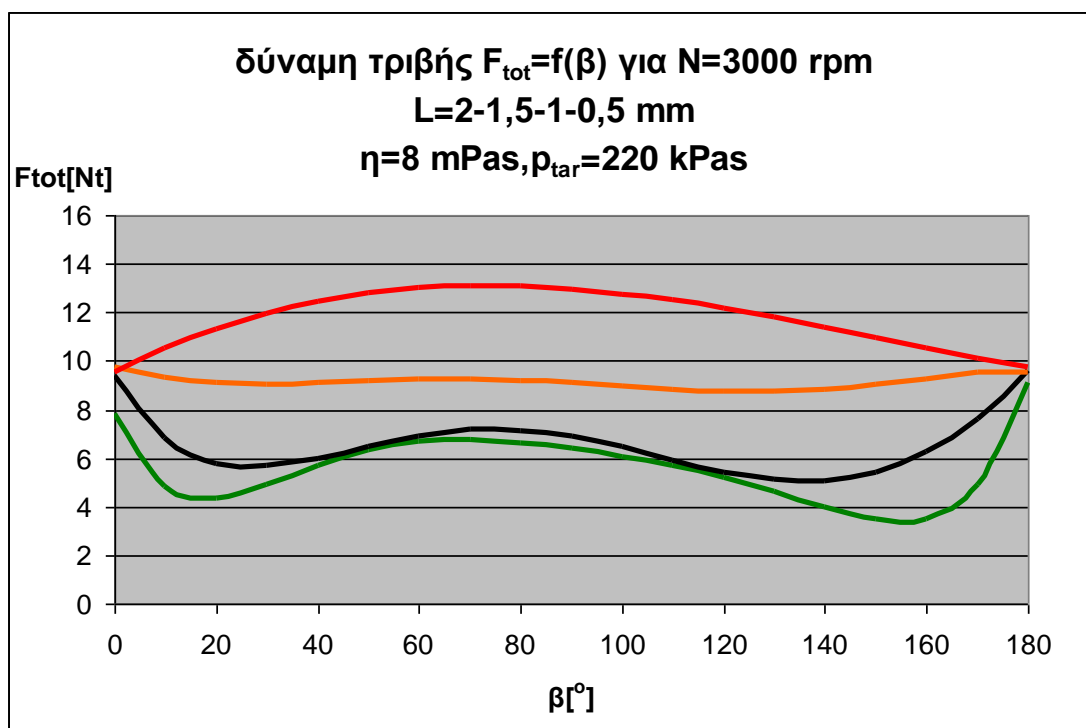
3.3 Διαγράμματα δύναμης τριβής για όλες τις τιμές των στροφών του κινητήρα



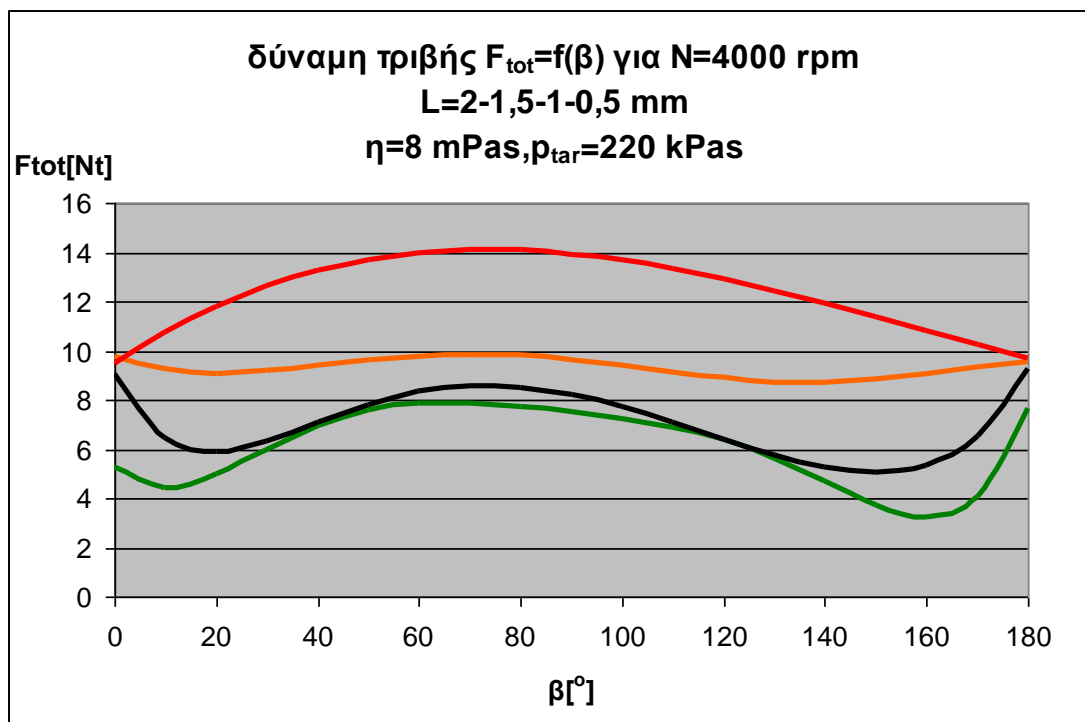
Σχήμα 3.67 καμπύλες μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=1000$ rpm**, $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



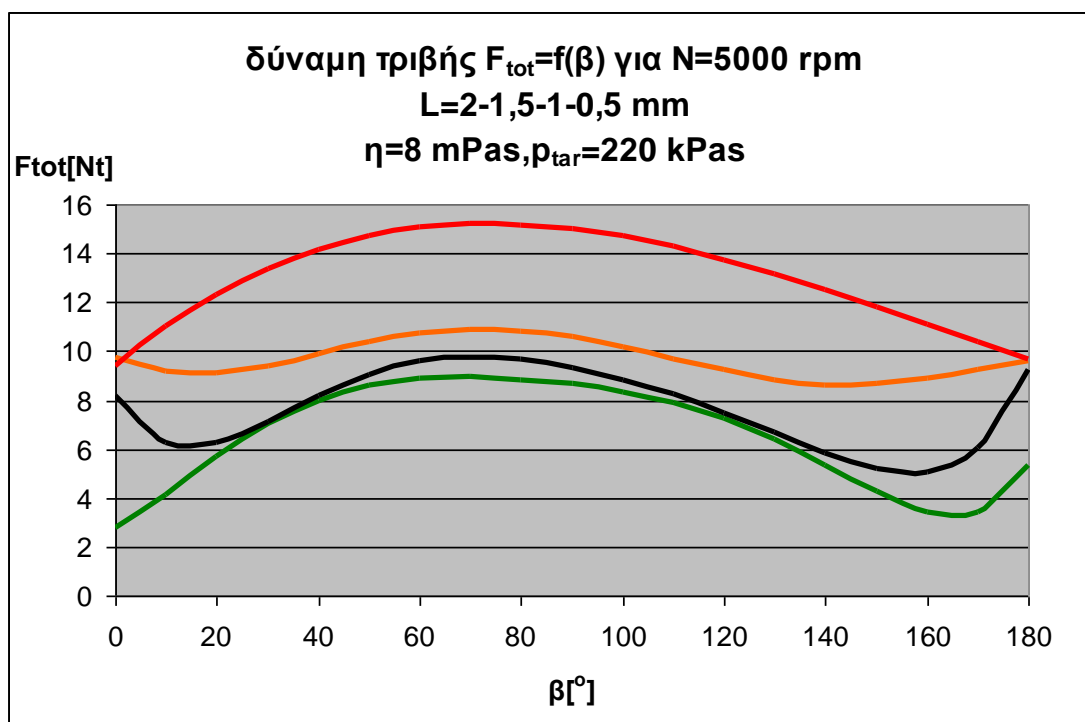
Σχήμα 3.68 καμπύλες μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=2000$ rpm**, $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



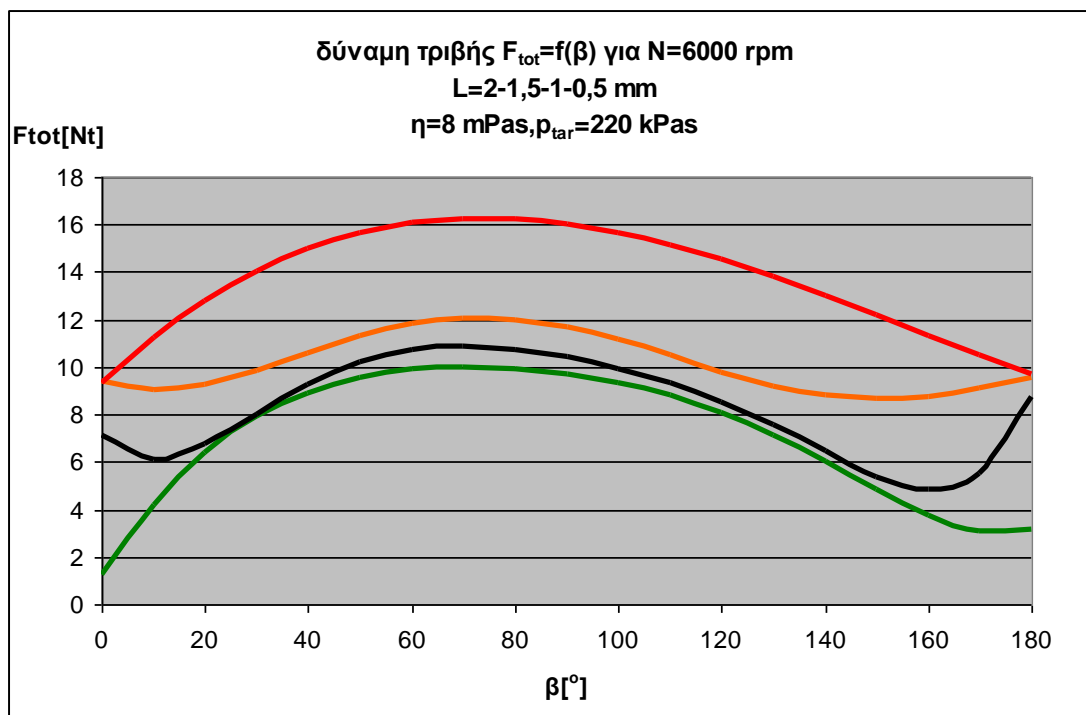
Σχήμα 3.69 καμπύλες μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=3000$ rpm**, $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



Σχήμα 3.70 καμπύλες μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=4000$ rpm**, $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas

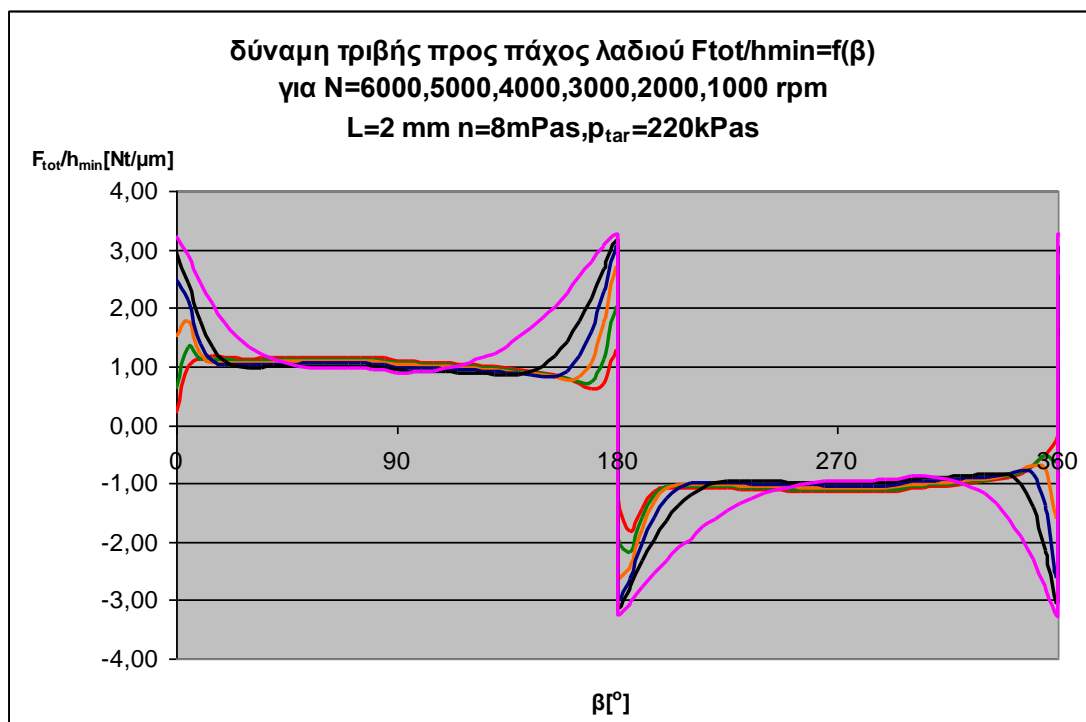


Σχήμα 3.71 καμπύλες μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=5000$ rpm**, $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas

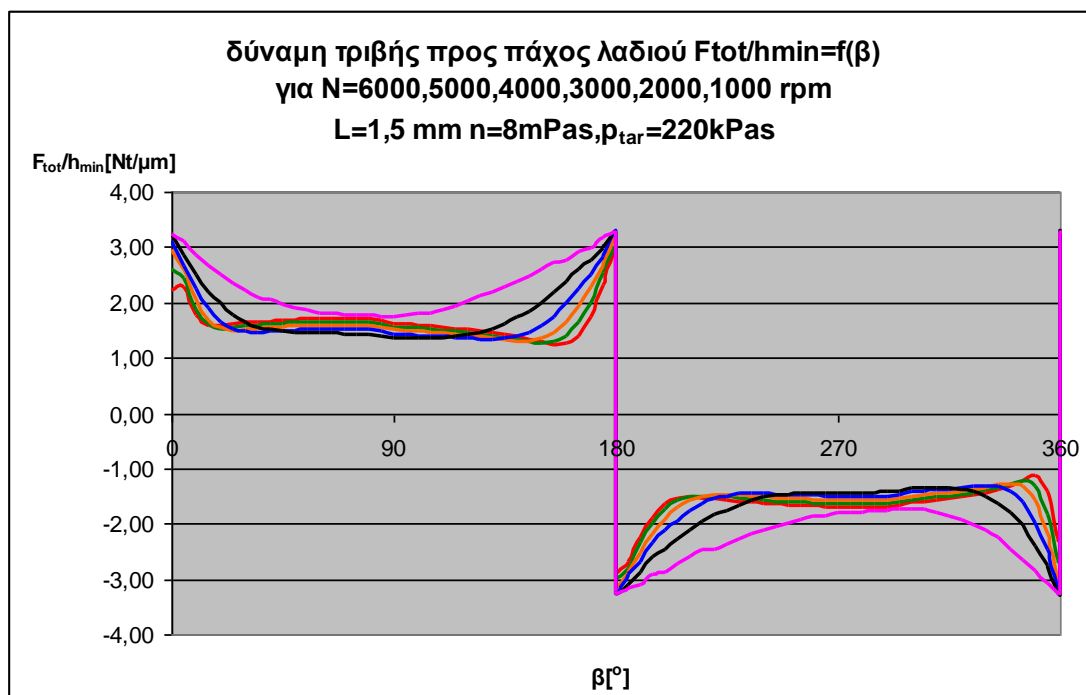


Σχήμα 3.72 καμπύλες μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=6000$ rpm**, $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas

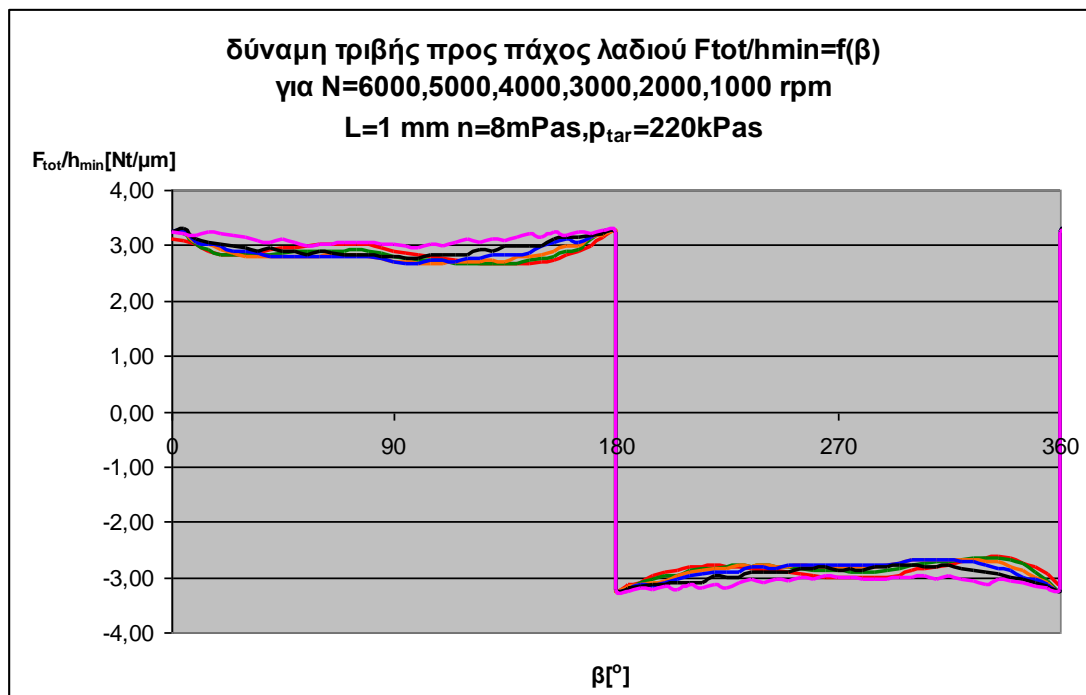
3.4 Διαγράμματα λόγου δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για όλα τα μήκη διαβροχής



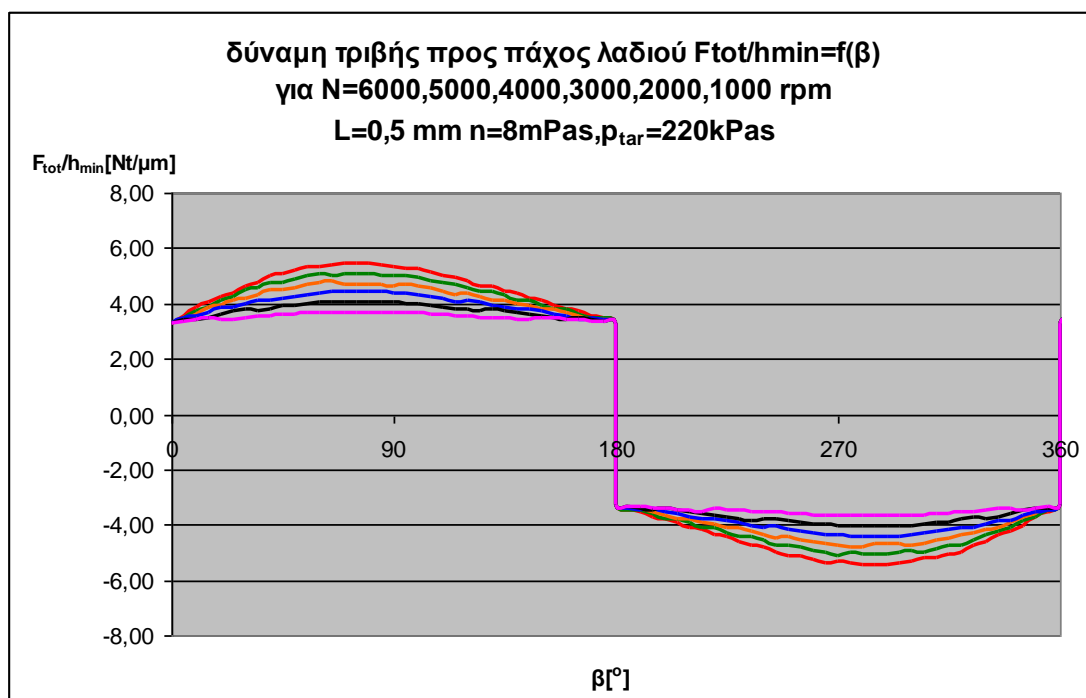
Σχήμα 3.73 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) $L=2$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



Σχήμα 3.74 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) $L=1,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas

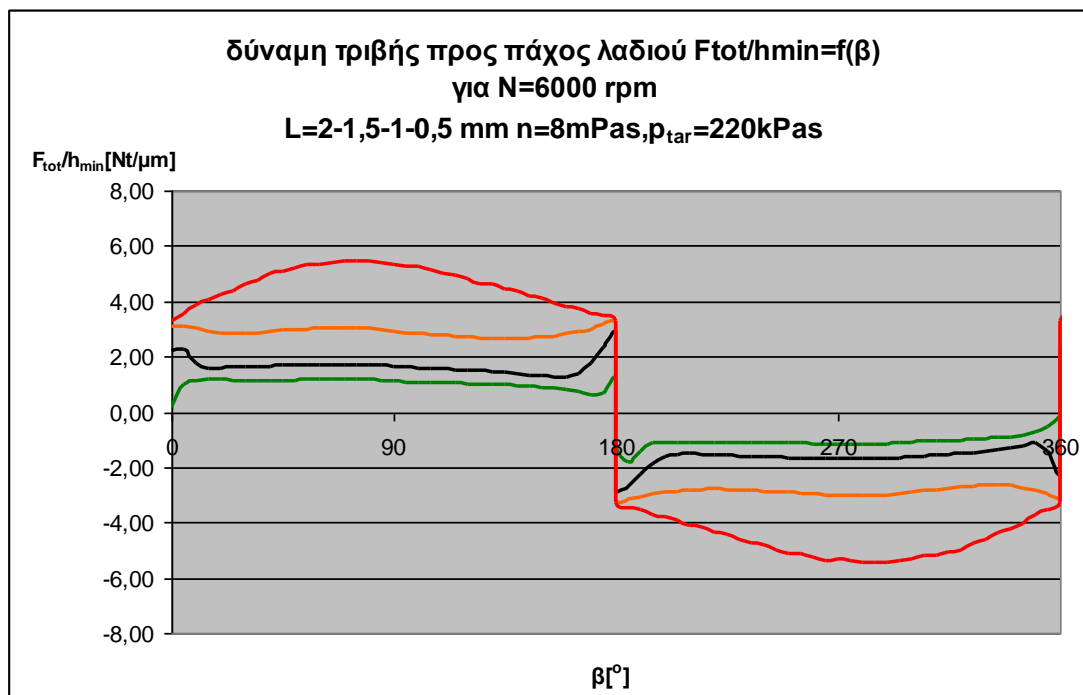


Σχήμα 3.75 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) $L=1$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas

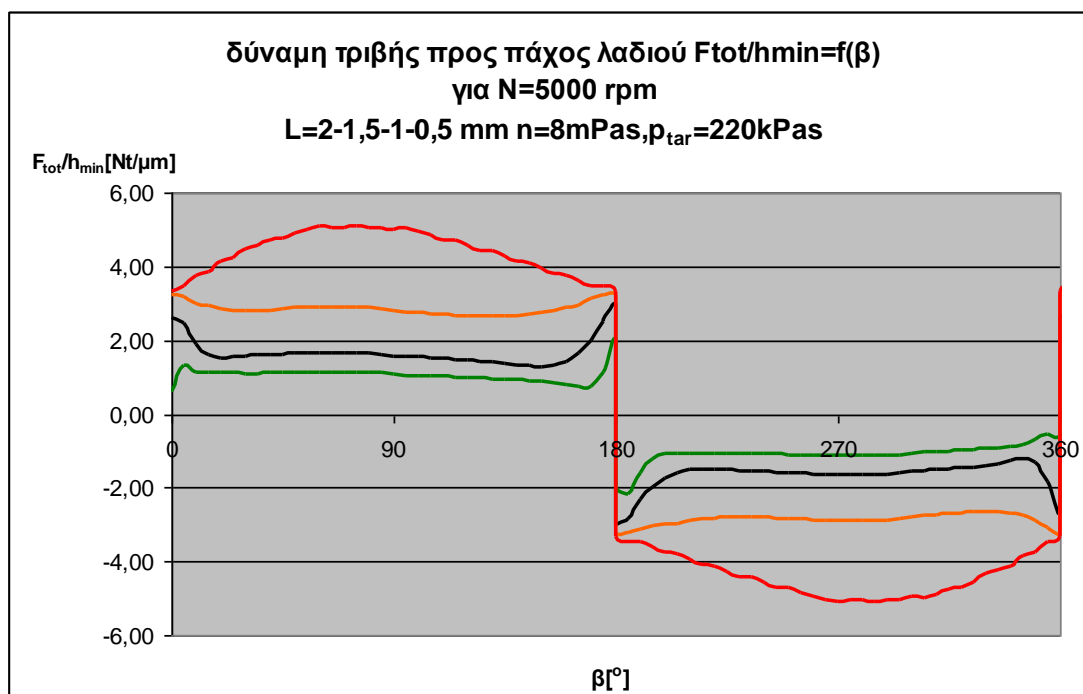


Σχήμα 3.76 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) $L=0,5$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas

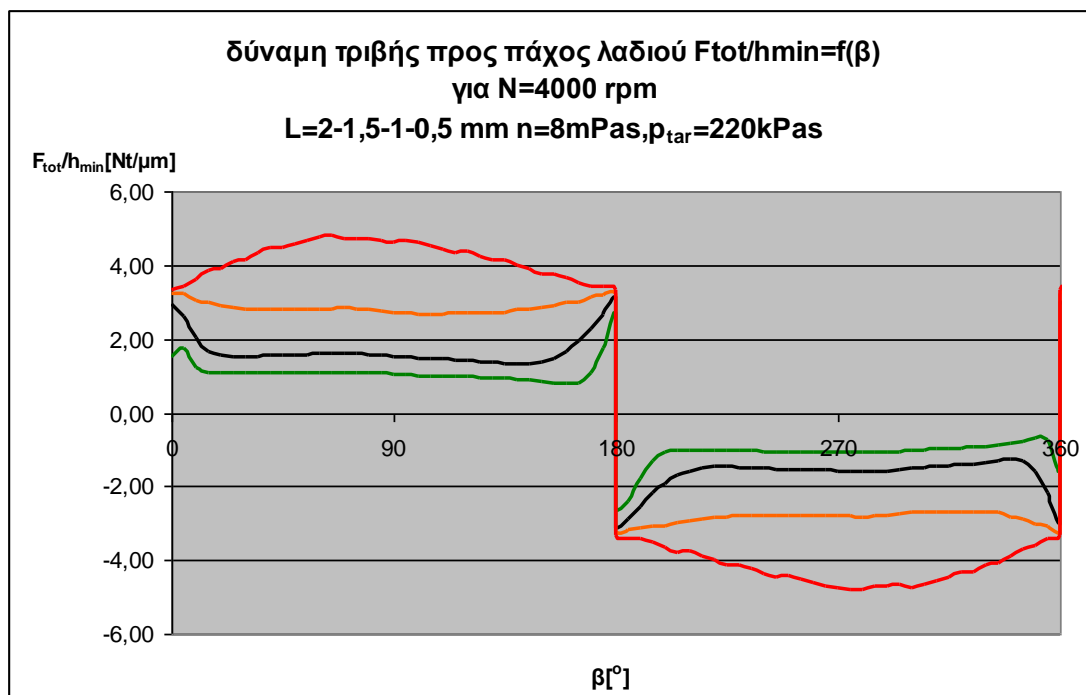
3.5 Διαγράμματα λόγου δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για όλες τις τιμές των στροφών του κινητήρα



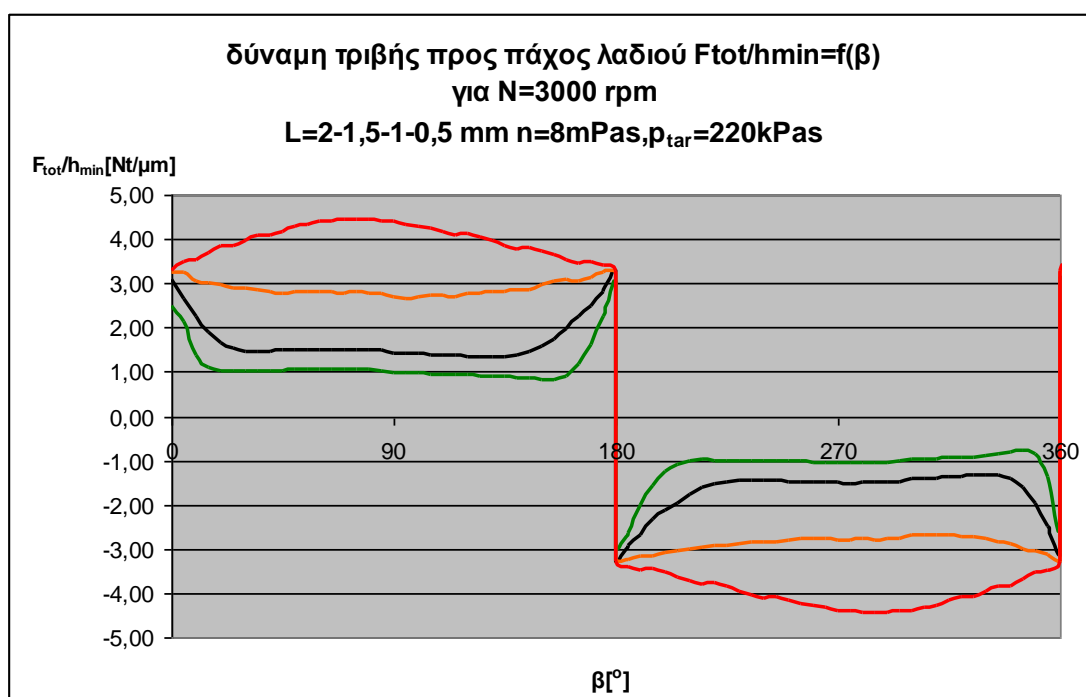
Σχήμα 3.77 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) $N=6000$ rpm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



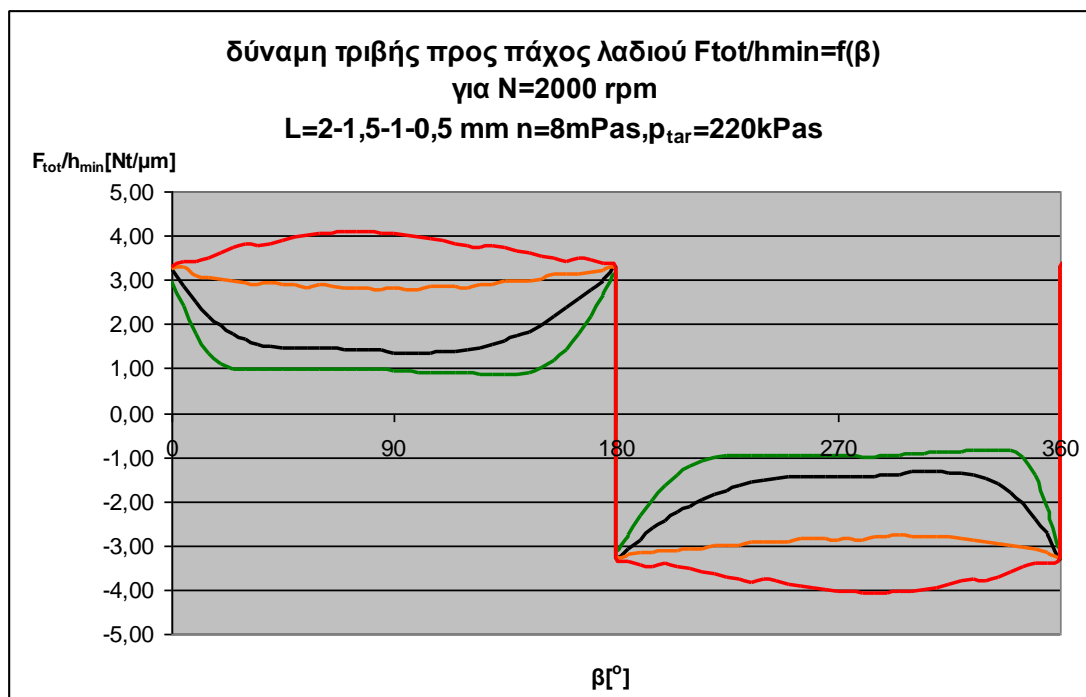
Σχήμα 3.78 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) $N=5000$ rpm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



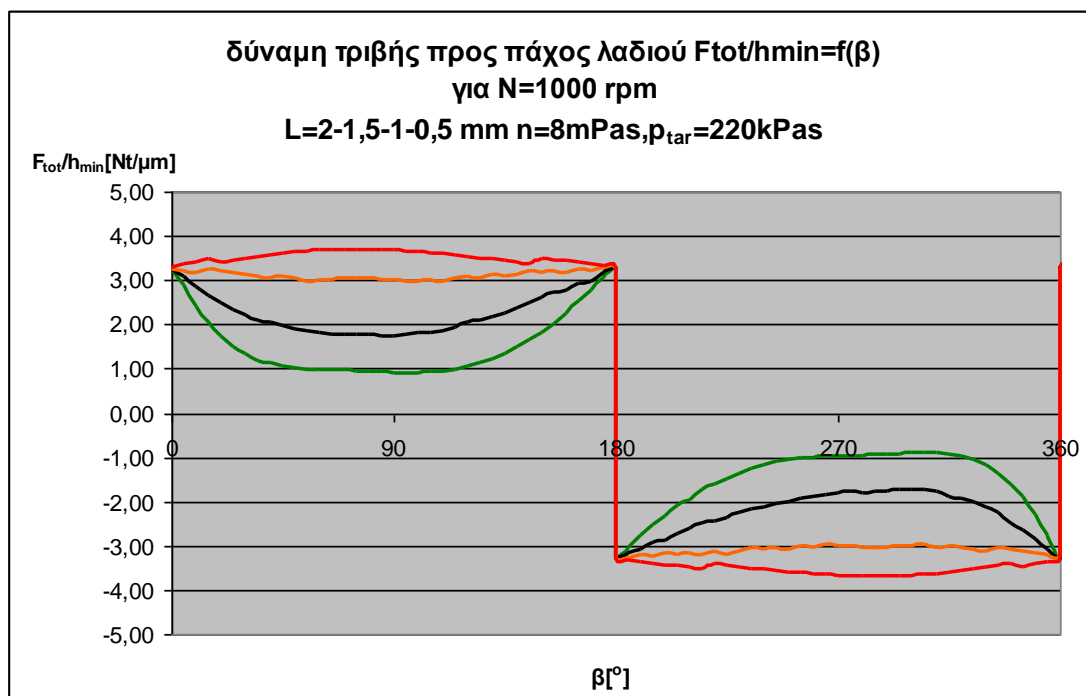
Σχήμα 3.79 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=4000$ rpm** , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



Σχήμα 3.80 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=3000$ rpm** , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



Σχήμα 3.81 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=2000$ rpm** , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



Σχήμα 3.82 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=1000$ rpm** , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

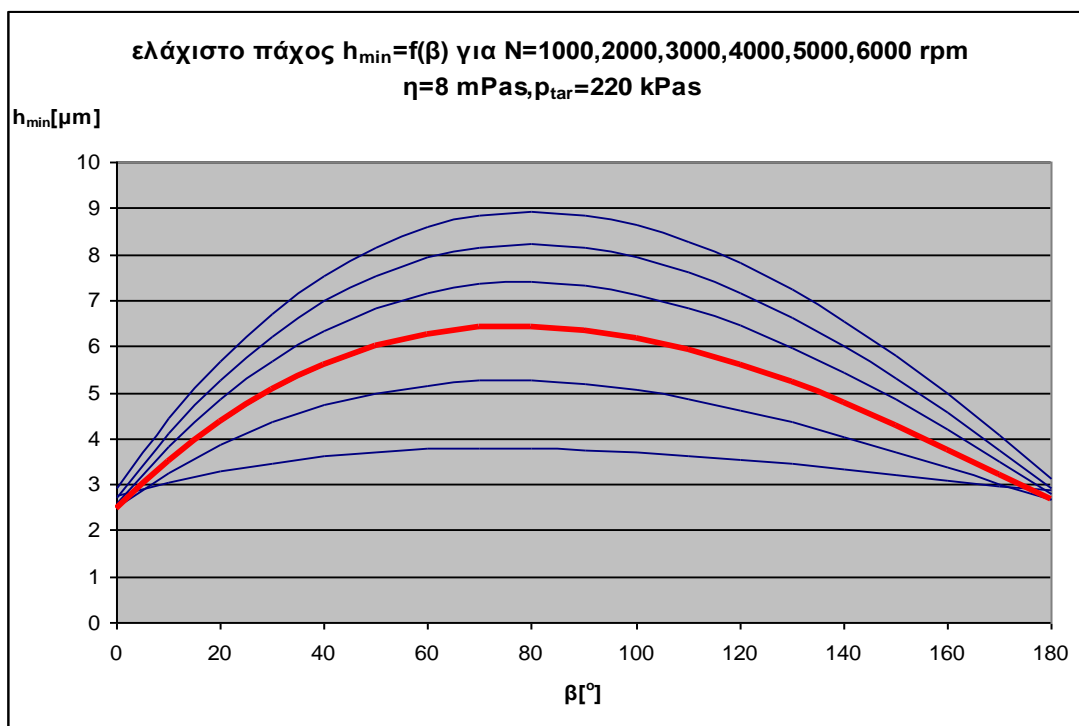
Συμπεράσματα προοπτικές-Διαγράμματα τύπου Stribeck



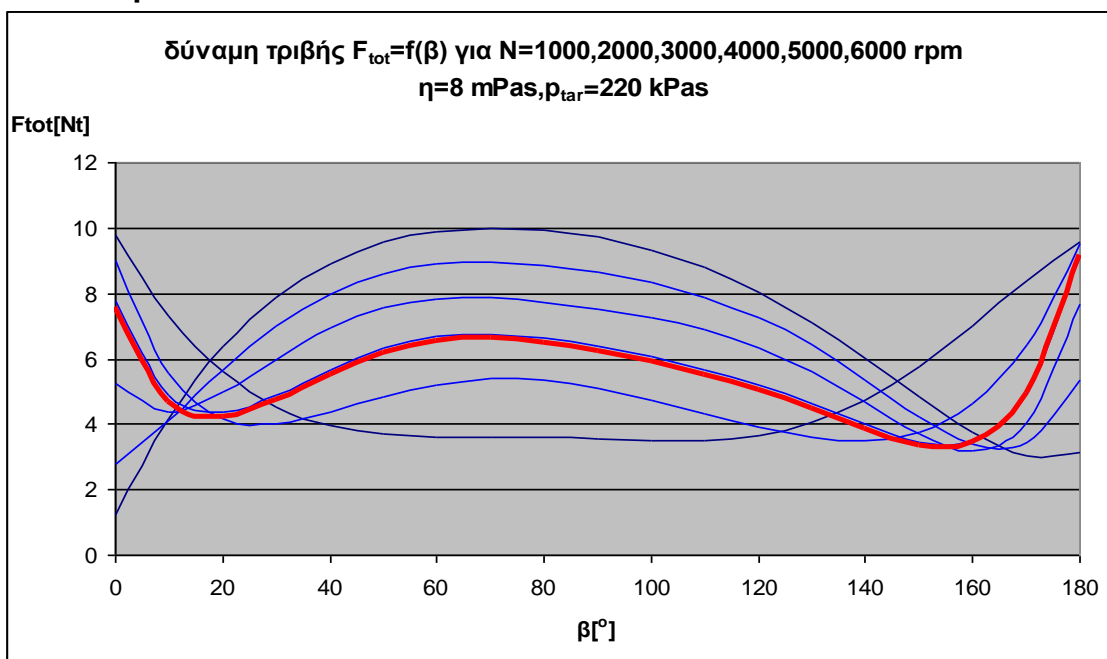
4.1 Συμπεράσματα προοπτικές

Μέσα στα πλαίσια της σύγκρισης των αποτελεσμάτων ενός θεωρητικού μοντέλου προσομοίωσης της τριβολογικής συμπεριφοράς 1ου δακτυλίου εμβόλου ΜΕΚ με πειραματικά αποτελέσματα που πρόκειται να μετρηθούν σε ετεροκινούμενο πειραματικό προσομοιωτή έγιναν τα ακόλουθα βήματα :

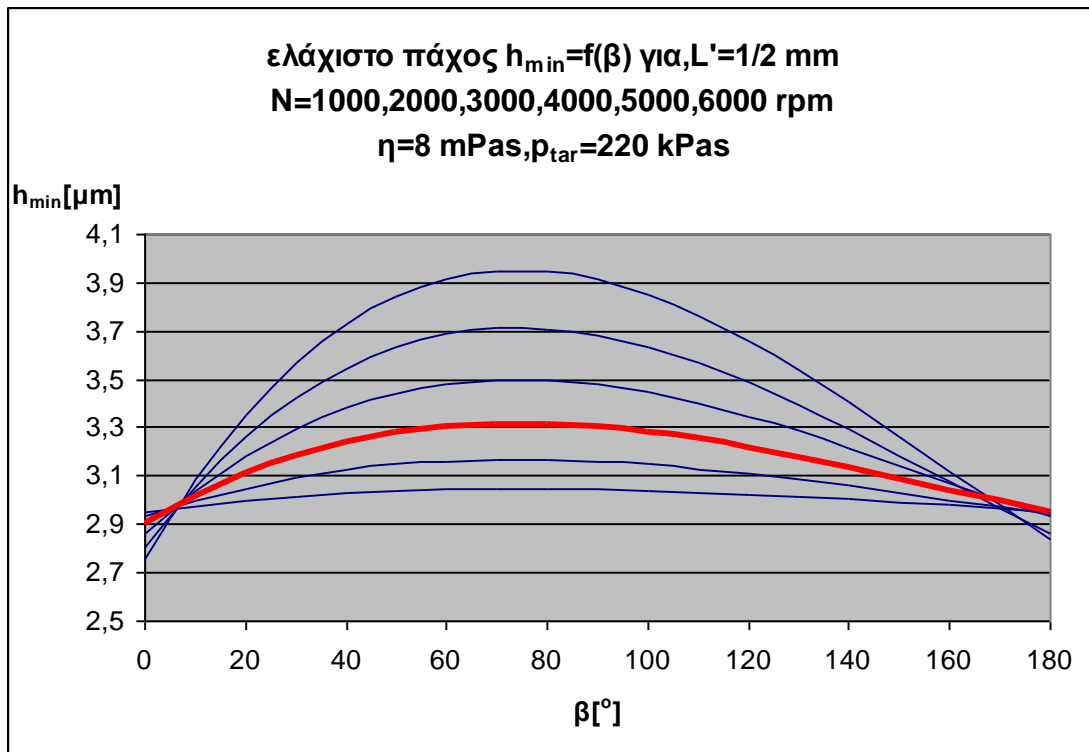
1. γνωρίζοντας την γεωμετρία του συστήματος εμβόλου δακτυλίων κυλίνδρου εξήχθησαν αποτελέσματα για το προβλεπόμενο πεδίο λειτουργίας προσομοιωτή βασιζόμενο στη συχνότητα περιστροφής (1000,2000,3000,4000,5000,6000 rpm) για το ονομαστικό-συνολικό μήκος διαβροχής του δακτυλίου (2 mm) .(Σχήμα 4.1 και 4.2)
2. Τα αποτελέσματα αφορούν στο $h_{min}=f_1(\beta)$ δηλαδή το ελάχιστο πάχος λιπαντικής μεμβράνης συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου , $F_{tot}=f_2(\beta)$ δηλαδή την συνολική δύναμη τριβής συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου και $F_{tot}/h_{min}=f_3(\beta)$ (ο λόγος των δύο προηγούμενων που μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως δείκτης τριβής-φθοράς του συνόλου , θεωρώντας ότι η F_{tot} σχετίζεται με τις απώλειες και το h_{min} με την φθορά , μεγάλο F_{tot} υψηλές απώλειες , μικρό h_{min} υψηλή φθορά) (Σχήμα 4.5 και 4.6)
3. Γνωρίζοντας λοιπόν ότι οι συνθήκες λίπανσης ενδεχομένως να οδηγήσουν σε μερική λίπανση του δακτυλίου έγιναν υπολογισμοί για μήκος διαβροχής δακτυλίου αντίστοιχα στο 75% , 50% και 25% του ονομαστικού μήκους , δηλαδή 1,5mm , 1mm και 0,5mm . Με τον τρόπο αυτό και εφόσον στον προσομοιωτή γίνεται μέτρηση μόνο της δύναμης τριβής η χαρτογράφηση της συμπεριφοράς του δακτυλίου μέσω των διαγραμμάτων αυτών θα οδηγήσει στην ταυτοποίηση των διαγραμμάτων ως προς την δύναμη τριβής και παράλληλα στον προσδιορισμό του ύψους της λιπαντικής μεμβράνης .(Σχήμα 4.3 και 4.4)
4. Παράλληλα έγινε με επιτυχία προσδιορισμός του πάχους της λιπαντικής μεμβράνης για μερικώς λιπαινόμενο δακτύλιο σε σύγκριση με την αντίστοιχη καμπύλη που αφορά στον πλήρως λιπαινόμενο δακτύλιο.



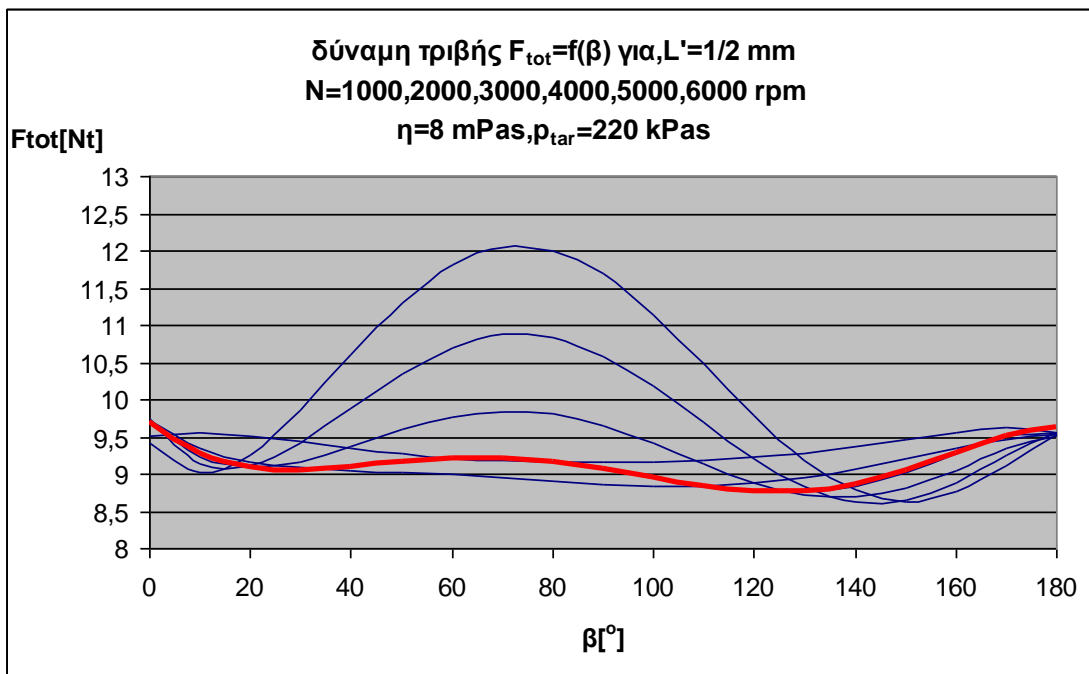
Σχήμα 4.1 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008 \text{ Pas}$, $P_{\text{tar}}=220 \text{ kPas}$ και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=3000 \text{ rpm}$**



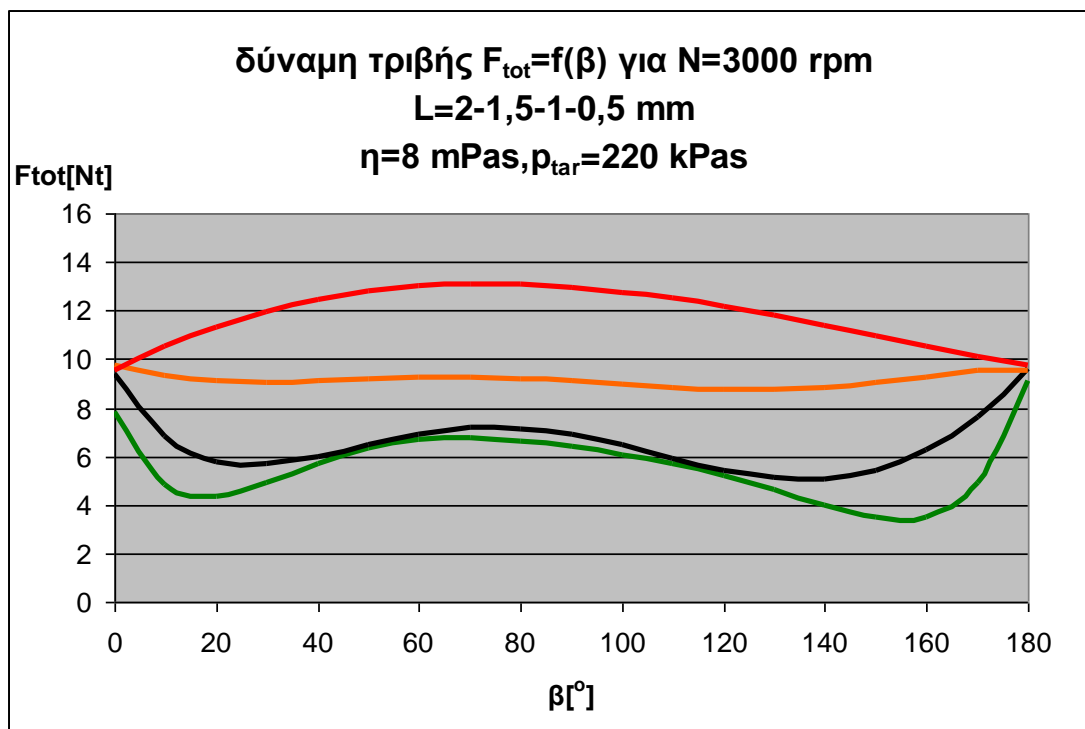
Σχήμα 4.2 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $\eta=0,008 \text{ Pas}$, $P_{\text{tar}}=220 \text{ kPas}$ και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=3000 \text{ rpm}$**



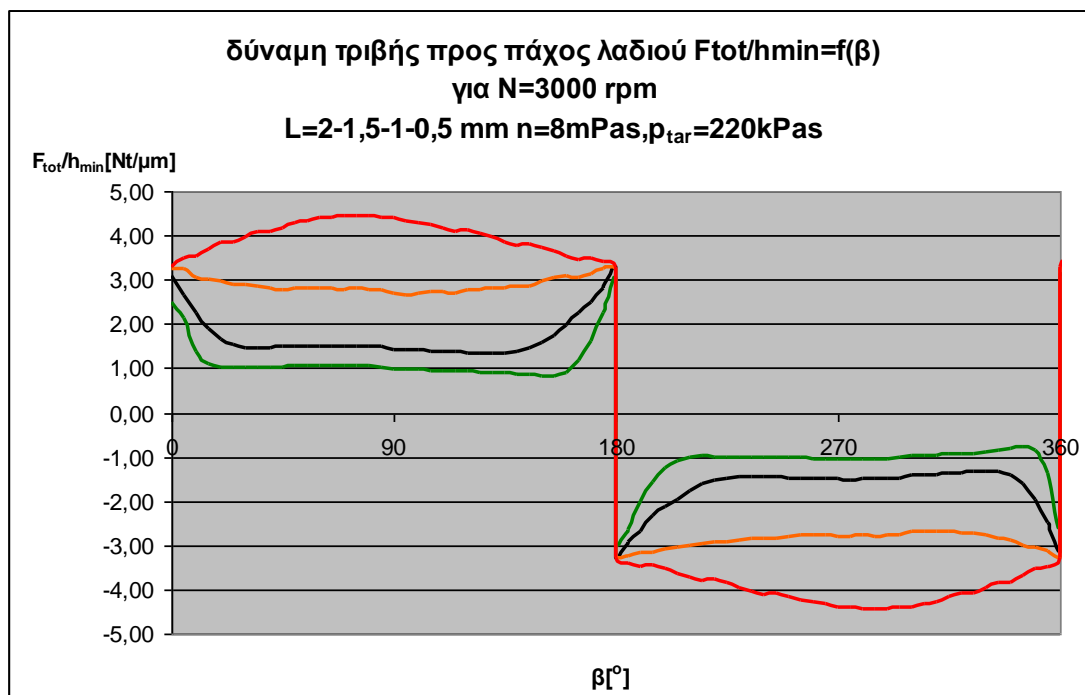
Σχήμα 4.3 καμπύλη μεταβολής πάχους λιπαντικής μεμβράνης για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 3^{ου} βαθμού για **$N=3000$ rpm**



Σχήμα 4.4 καμπύλη μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για N μεταβαλλόμενο (1000,2000,3000,4000,5000,6000) , $L=1$ mm , $\eta=0,008$ Pas , $P_{\text{tar}}=220$ kPas και η αντίστοιχη καμπύλη πολυωνυμικής προσέγγισης 6^{ου} βαθμού για **$N=3000$ rpm**



Σχήμα 4.5 καμπύλες μεταβολής ολικής δύναμης τριβής για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=3000$ rpm**, $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas



Σχήμα 4.6 καμπύλες μεταβολής λόγου ολικής δύναμης τριβής προς πάχος λαδιού για L μεταβαλλόμενο (2-1,5-1-0,5 mm) **$N=3000$ rpm** , $\eta=0,008$ Pas , $P_{tar}=220$ kPas

4.2 Διαγράμματα τύπου Stribeck

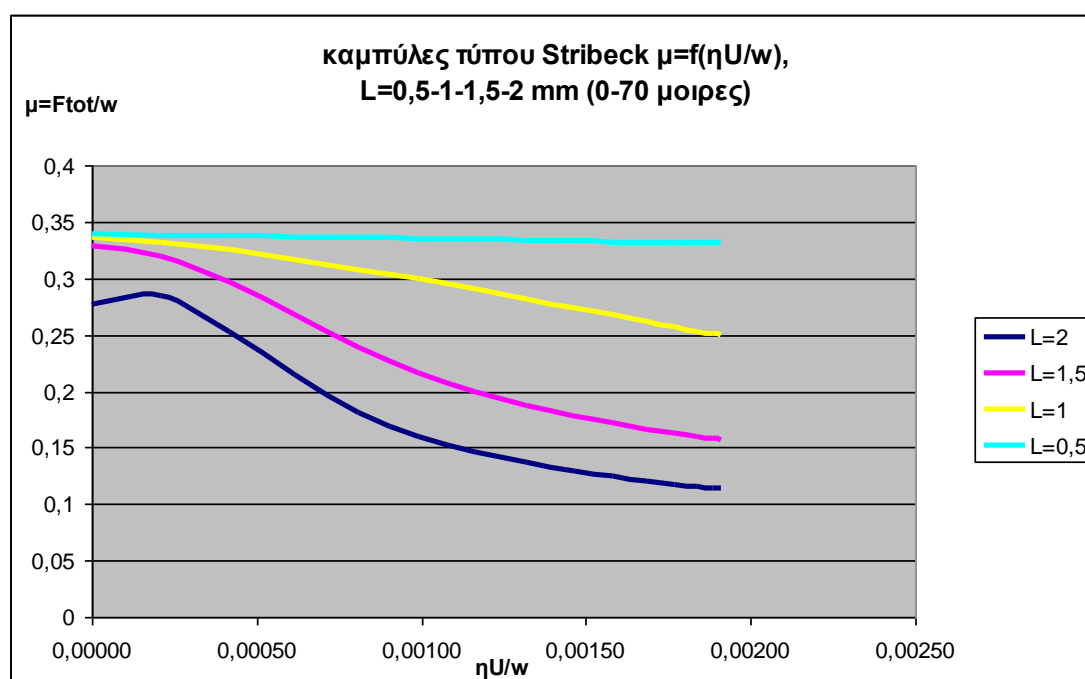
Στα διαγράμματα που ακολουθούν γίνεται αμεσότερη και ταχύτερη η σύγκριση μεταξύ δακτυλίων με διαφορετικά μήκη διαβροχής – λίπανσης . Τα διαγράμματα είναι τριών τύπων :

Στην 1^η κατηγορία παρουσιάζονται τα διαγράμματα του συντελεστή τριβής συναρτήσει της παραμέτρου $\eta U/w$

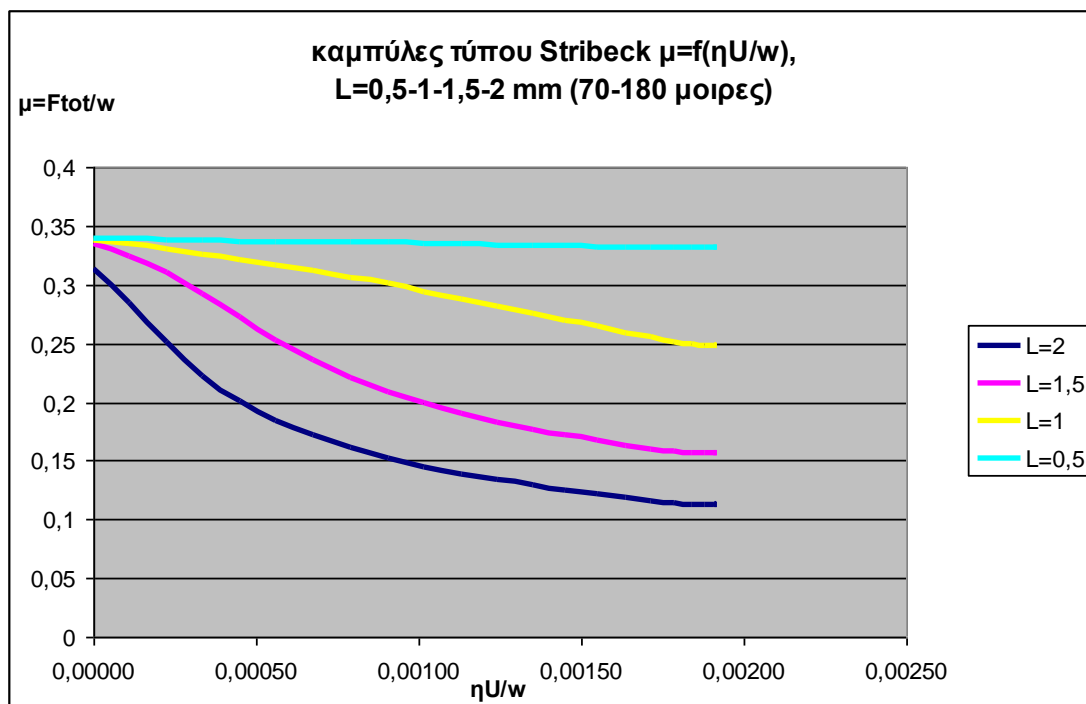
Στην 2^η κατηγορία παρουσιάζονται τα διαγράμματα του μεγέθους $1/h_{\min}$ συναρτήσει της παραμέτρου $\eta U/w$

Και τέλος στην 3^η κατηγορία δίνονται διαγράμματα της παραμέτρου φθοράς τριβής μ/h_{\min} συναρτήσει της ίδιας παραμέτρου .

Σημειώνεται ότι λόγω ελαφράς διαφοροποίησης της συμπεριφοράς του δακτυλίου κατά τις δύο φάσεις επιτάχυνσης και επιβράδυνσης κατά την παλινδρόμησή του τα διαγράμματα αυτά εμφανίζονται ξεχωριστά για την φάση της επιτάχυνσης από 0 έως 70 μοίρες και της επιβράδυνσης από 70 έως 180 μοίρες

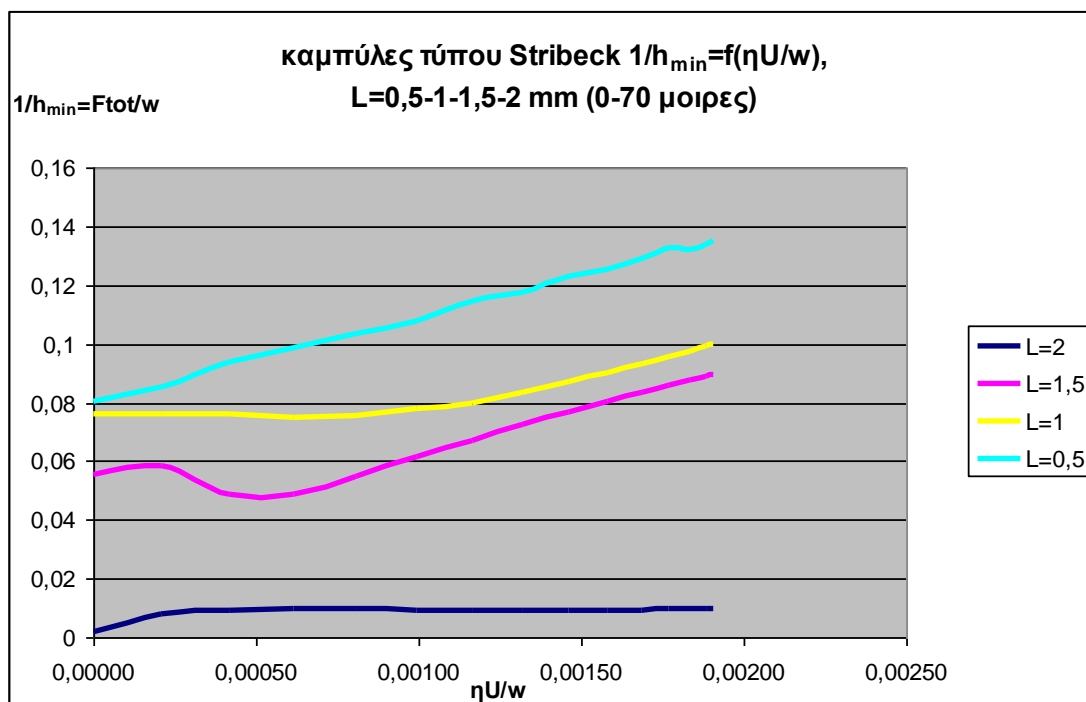


Σχήμα 4.7 καμπύλη τύπου Stribeck $\mu=f(\eta U/w)$ από 0 έως 70 μοίρες

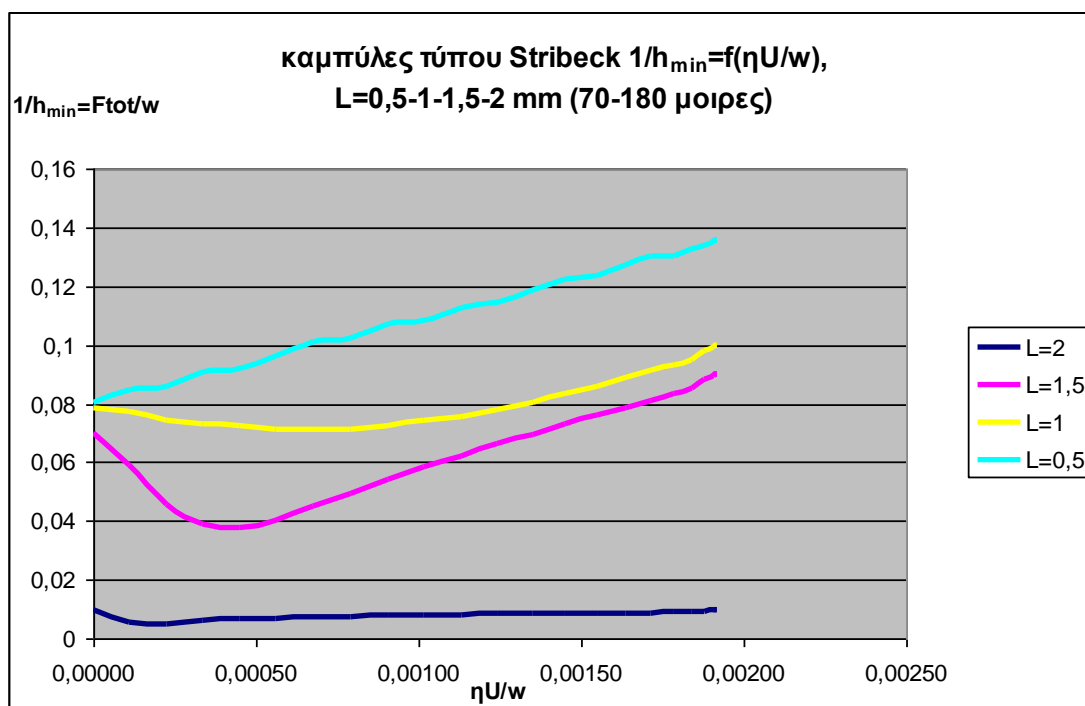


Σχήμα 4.8 καμπύλη τύπου Stribeck $\mu=f(\eta U/w)$ από 70 έως 180 μοίρες

Σχολιασμός : Εμφανίζεται η έντονη μετάβαση από την υδροδυναμική λίπανση του πλήρως λιπαινομένου δακτυλίου στην μη υδροδυναμική λίπανση των λοιπών μερικώς λιπαινομένων . Τούτο φαίνεται με τις αυξανόμενες τιμές του συντελεστή τριβής (μετάβαση από μπλέ L=2mm καμπύλη προς την γαλάζια L=0,5mm) .

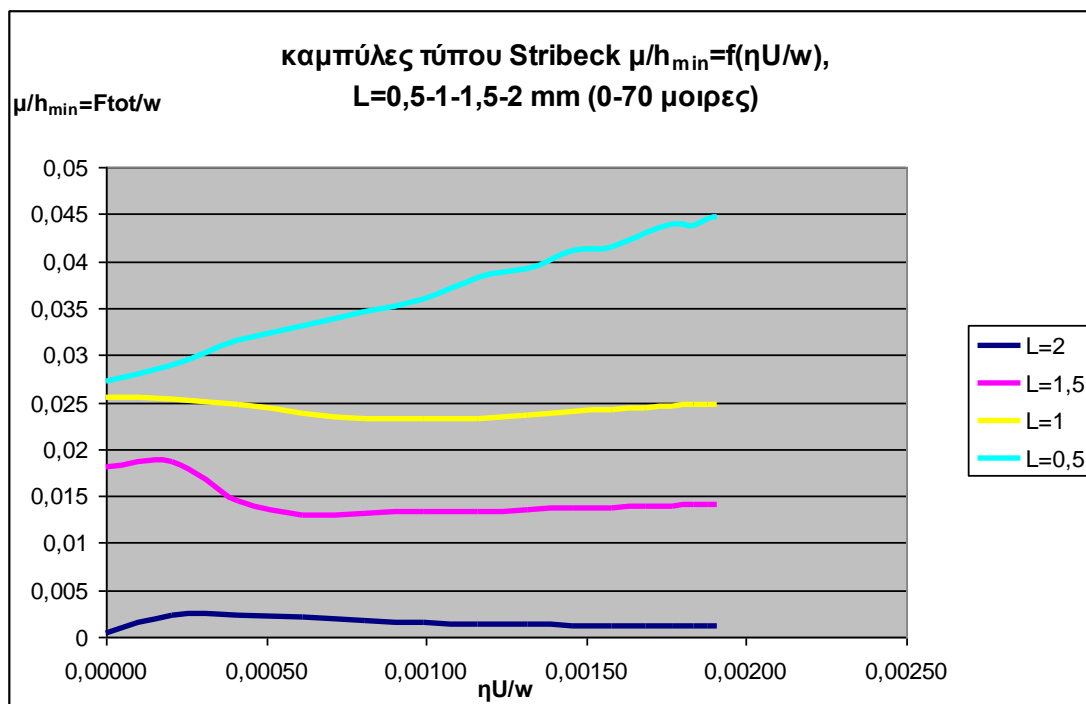


Σχήμα 4.9 καμπύλη τύπου Stribeck $1/h_{min}=f(\eta U/w)$ από 0 έως 70 μοίρες

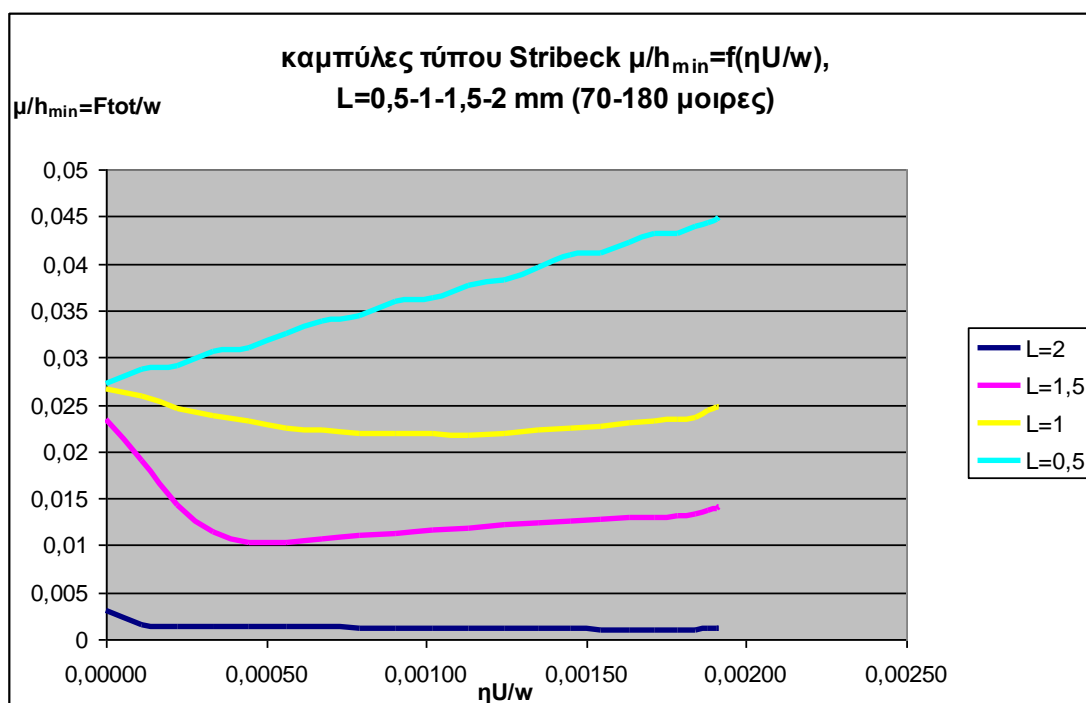


Σχήμα 4.10 καμπύλη τύπου Stribeck $1/h_{\min}=f(\eta U/w)$ από 70 έως 180 μοίρες

Σχολιασμός : Εμφανίζεται η έντονη μετάβαση από την υδροδυναμική λίπανση του πλήρως λιπαινομένου δακτυλίου στην μη υδροδυναμική λίπανση των λοιπών μερικώς λιπαινομένων . Τούτο φαίνεται με τις αυξανόμενες τιμές του μεγέθους $1/h_{\min}$ (μετάβαση από μπλέ L=2mm καμπύλη προς την γαλάζια L=0,5mm) που υποδηλώνει την μείωση του πάχους λιπαντικής μεμβράνης σε σημείο ώστε να εμφανίζονται συνεχής επαφές μεταξύ δακτυλίου και κυλίνδρου κατά την παλινδρόμηση με επακόλουθο την αντίστοιχη αύξηση του συντελεστή τριβής (προηγούμενα διαγράμματα σχήματα 4.7 και 4.8)



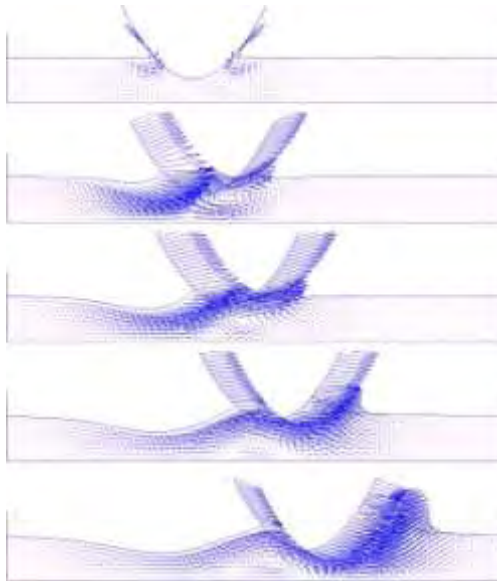
Σχήμα 4.11 καμπύλη τύπου Stribeck $\mu/h_{\min}=f(\eta U/w)$ από 0 έως 70 μοίρες



Σχήμα 4.12 καμπύλη τύπου Stribeck $\mu/h_{\min}=f(\eta U/w)$ από 70 έως 180 μοίρες

Σχολιασμός : Εμφανίζεται η έντονη μετάβαση από την υδροδυναμική λίπανση του πλήρως λιπαινομένου δακτυλίου στην μη υδροδυναμική λίπανση των λοιπών μερικώς λιπαινομένων . Τούτο φαίνεται με τις αυξανόμενες τιμές του μεγέθους μ/h_{min} (μετάβαση από μπλέ $L=2mm$ καμπύλη προς την γαλάζια $L=0,5mm$) που υποδηλώνει την μείωση του πάχους λιπαντικής μεμβράνης με σύγχρονη αύξηση του συντελεστή τριβής , άρα την αύξηση του κινδύνου δημιουργίας φθοράς με παράλληλη αύξηση των απωλειών ισχύος λόγω τριβής του συστήματος (συνδιασμός προηγούμενων διαγραμμάτων σχήματα 4.7 4.8 4.9 και 4.10)

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ



1. CETIM, "Les etats de surface", Note Technique No 19.
2. CHRISTENSEN, H., "Stochastic Models for Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces", Proc. Inst. Mech. Engrs Tribology Group 184, Part 1, Vol.55. p. 1013, 1970.
3. CHRISTENSEN, H., "A Theory of Mixed Lubrication", Proc. 1 Mech. Engrs, Vol. 186, p. 421. 1972.
4. DAS, K.P., "Analysis of Piston Ring Lubrication", SAE Paper 750008, 1976.
5. DUMALIN M. "Systeme Numerique de Mesure d'Etat de Surface" , DLA/RNUR, Note Technique No 5582, 1980.
6. FERRARI, G., "Forze di Attrito Dorute Alle Fasce Elastische", La Thermotecnica, Vol. XXVIII, No 9, 1974.
7. GREENWOOD, J.A., "Constriction resistance and the Real Area of Cintact", BRIT J. APP. PHYS. Vol 17, pp. 1621-1632, 1966.
8. GREENWOOD, J.A., and WILLIAMSON, J.B.P., "Contact of Nominally Flat Surfaces", Proc. Roy Soc Land, A. 295, pp. 300-319, 1966.
9. GREENWOOD, J.A., "The Area of contact Between Rough Surfaces and Flats", Journal of Lubrication technology, pp. 81-91, January 1967.
10. GREENWOOD, J.A., and TRIPP, J.H., "The Contact of two Nominally Flat Surfaces", Proc. Inst. Of Mech. Eng., Vol. 185; p. 625, 1971.
11. PANDAZARAS, C., "Diminution des Pertes par Frottement dans les ensembles Pistons-Segments-Chemises", Repport de stage de Fin d'etudes, ISMCM, 1981.
12. PANDAZARAS, C., "Etudes Experimentales et Theoriques sur les Pertes par Frottement dans les Ensembles Pistons-Segments-Chemises" DLA/RNUR, 1982.

13. PANDAZARAS C., "Modelisation du Frottement Segment-Chemise" DLA.RNUR, Note Technique no 5781, 1982.
14. PANDAZARAS, C., "Influence de la Forme des Segments sur le Frottement Segment-Chemise", PLA/RNUR, Note technique No 5808, 1983.
15. PATIR, N., and CHENG, H.S., "An Average Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication", Transaction of the ASME, Vol. 100, January 1978.
16. PATIR, N., and CHENG H.S., "Application of average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces", Transaction of the ASME, 220/Vol 101, April 1979.
17. PETIOT, M., "Le Contact Piston-Segments-Chemise", EA, UER de Mecanique Universite CLAUDE BERNARD-LYON, 1980.
18. ROHDE, S.M., "A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring lubrication", GENERAL MOTORS Research Laboratories, 1980.
19. ROHDE, S.M., WHITAKER, K., and mc ALLISTER, G.T., "A Study of the Effects of Piston Ring and Engine Design Variables on Piston Ring Friction, To Appear in Frontiers in Research and Design, ASME, 1979.
20. "Statistique Appliquee e l' Exploitation des mesures "Tomes 1 et 2, Commissariat e l' energie Atomique, MASSON 1978.
21. TRIPP, J.H., "Surface Roughness Effects in hydrodynamic Lubrication: The Flow Factor Method", Transactions of the ASME, Vol. 105, pp. 458-465, July 1983.
22. Pandazaras, C.N., «Diminution des pertes par frottement dans les ensembles Pistons-Segments- Chemises / Simulateur: Definition-Mesures proposees-Calcul Théorique de l' Effort de Frottement", Institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique - ISMCM, St Ouen/Paris- France, Thesis D.I.S – D.E.A. (1981)

23. Ming-Tang Ma, Sherrington I., Smith E. H. and Grice N., «Development of a detailed model for piston ring lubrication in IC engines with circular and non circular cylinder bores», Tribology International, Vol. 30, No 11, (1997), pp 779-788

24. Pawlus Pawel, «Change of Cylinder Surface Topography in the Initial Stage of Engine Life», Wear 209, (1997), pp 69-83

25. You-Bai Xie, «On the Tribology Design», Tribology International, Volume 32, Issue 7, (1999), pp 351-358

26. Priest M., Dowson D. and Taylor C. M., «Predictive wear modeling of lubricated piston rings in a diesel engine», Wear, Volume 231, (1999), pp 89-101

27. Priest M. And Taylor C. M., «Automotive engine Tribology- Approaching the surface», Wear, Volume 241, Issue 2, (2000), pp 193-203

28. Sung-Woo Cho, Sang-Min Choi and Choong-Sik Bae, «Frictional modes of barrel shaped piston rings under flooded lubrication», Tribology International, Volume 33, Issue 8, (2000), pp 545-551

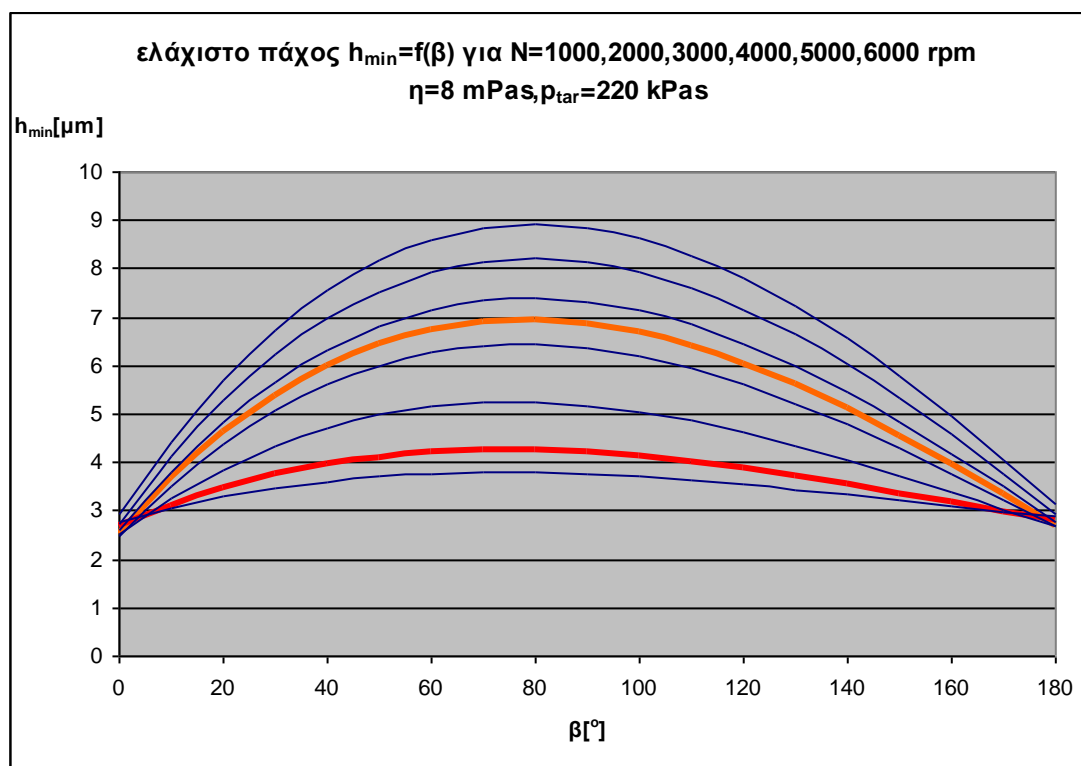
29. Akalin Ozgen and Newaz M. Golam, «Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modelling in Mixed Lubrication Regime: Part I- Analytical Results», Journal of Tribology, Volume 123, No 1, (2001), pp 211-218

30. Akalin Ozgen and Newaz M. Golam, «Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modelling in Mixed Lubrication Regime: Part II- Correlation with Bench Test Data», Journal of Tribology, Volume 123, No 1, (2001), pp 219-223

31. Ji-Young Kim, Jee-Woon Kim, Myung-Rae Cho and Dong-Chul Han, «Friction characteristics of piston ring pack with consideration of mixed lubrication Parametric investigation», KSME International Journal, Volume 16, No 4, (2002), pp 468-475

Παράρτημα Α

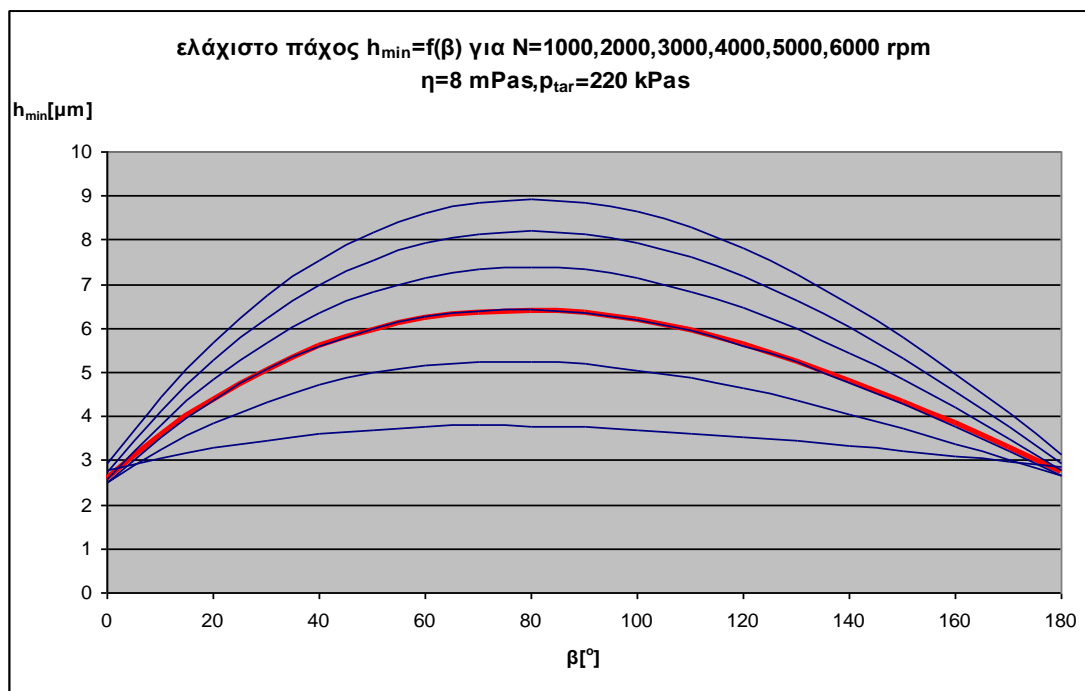
Αντιστοίχιση καμπυλών μερικώς λιπαινομένου δακτυλίου με καμπύλες πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου και ποσοστιαία απόκλιση αυτών .



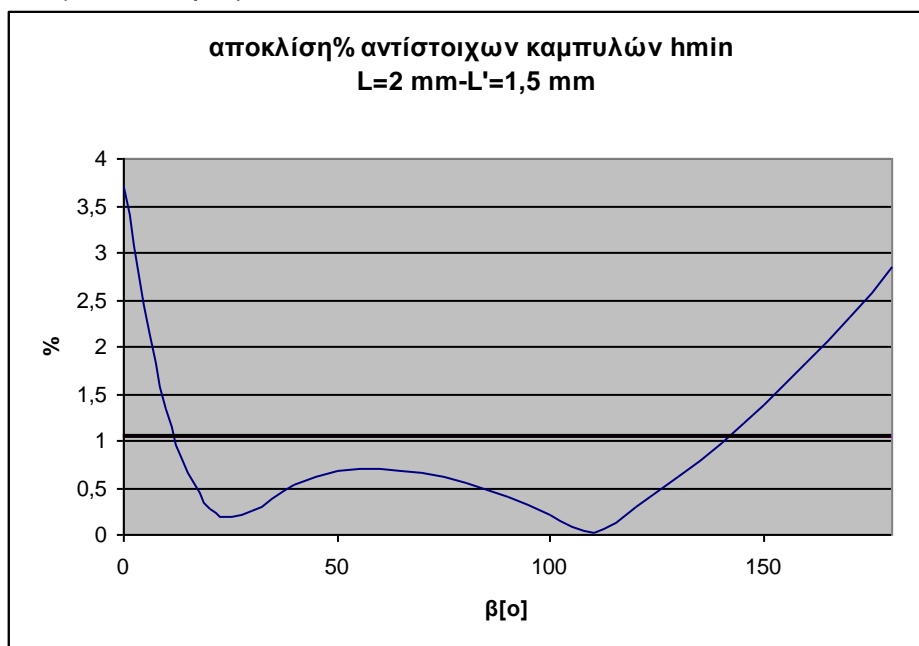
Αντιστοίχιση καμπυλών 75% λιπαινομένου δακτυλίου L=1,5 mm με καμπύλες πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου L=2 mm και ποσοστιαία απόκλιση αυτών .

75% λιπαινόμενος	Πλήρως λιπαινόμενος
6000 rpm	3000 rpm
5000 rpm	2550 rpm
4000 rpm	2030 rpm
3000 rpm	1520 rpm
2000 rpm	1080 rpm
1000 rpm	510 rpm

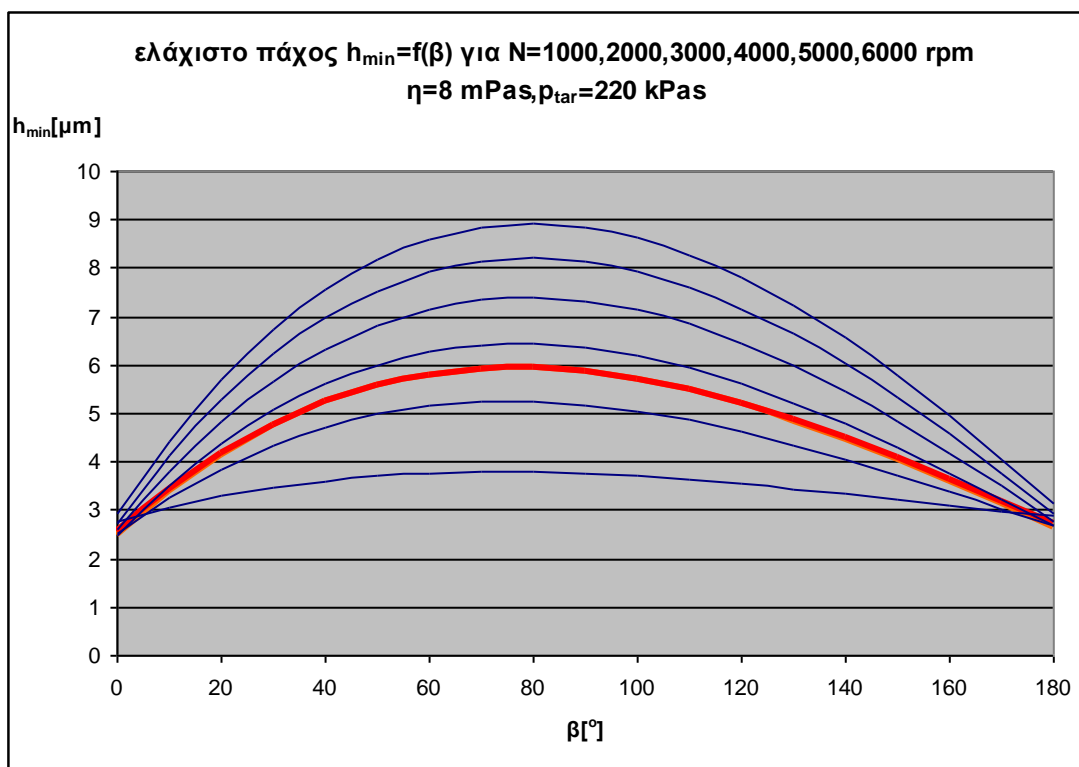
Πίνακας Π.1. Αντιστοίχιση στροφών κινητήρα ανάμεσα σε 75% λιπαινόμενου και πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου



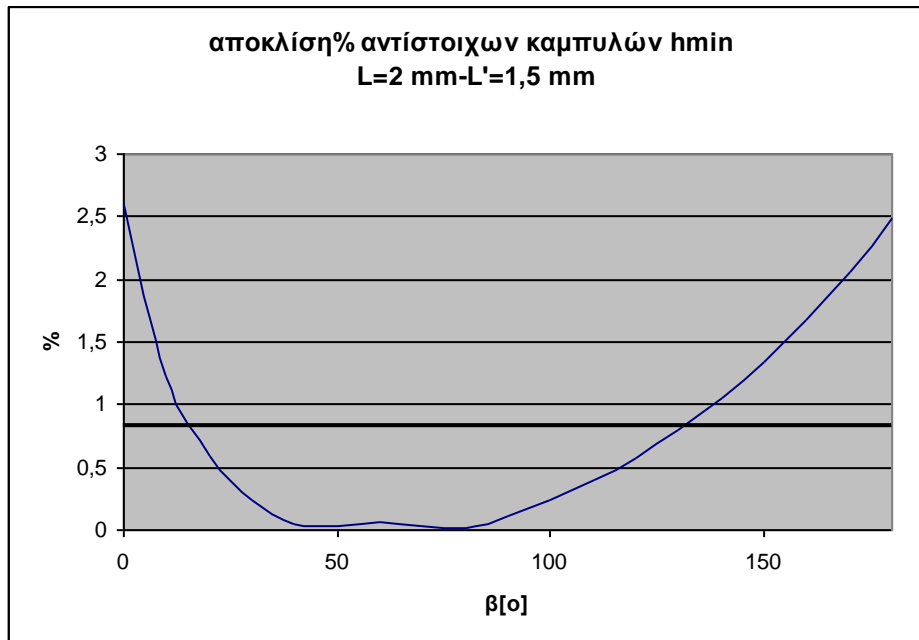
Σχήμα Π.1 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=6000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου ($N=3000$ rpm).



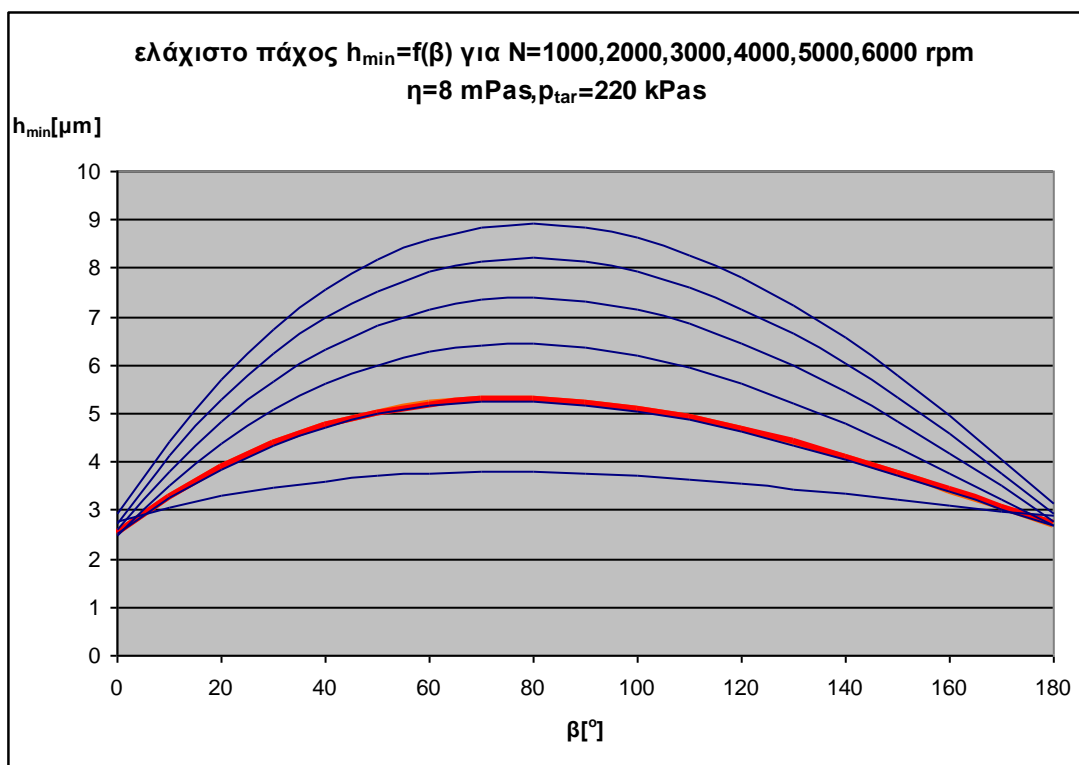
Σχήμα Π.2 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=6000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 1,07%



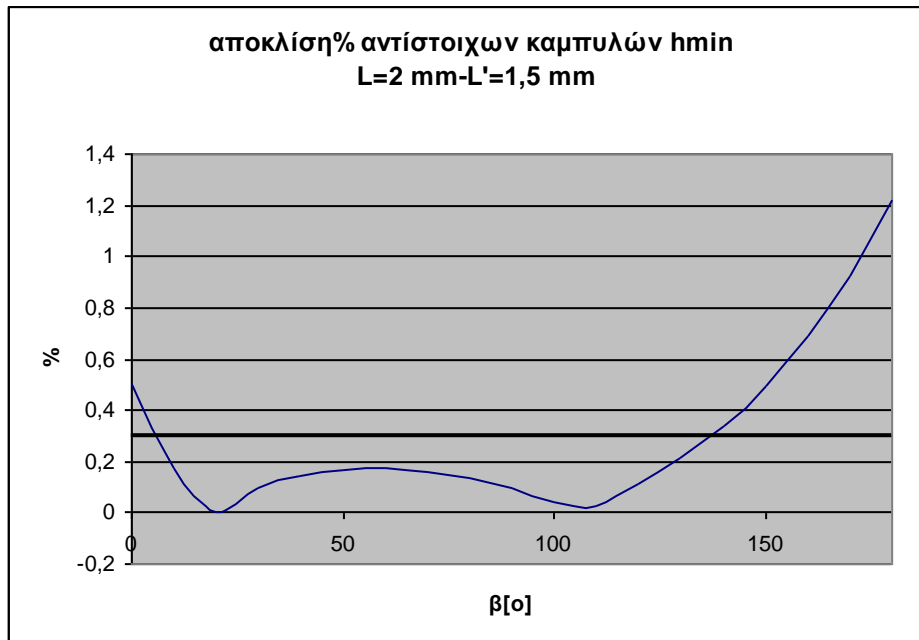
Σχήμα Π.3 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=5000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου ($N=2550$ rpm).



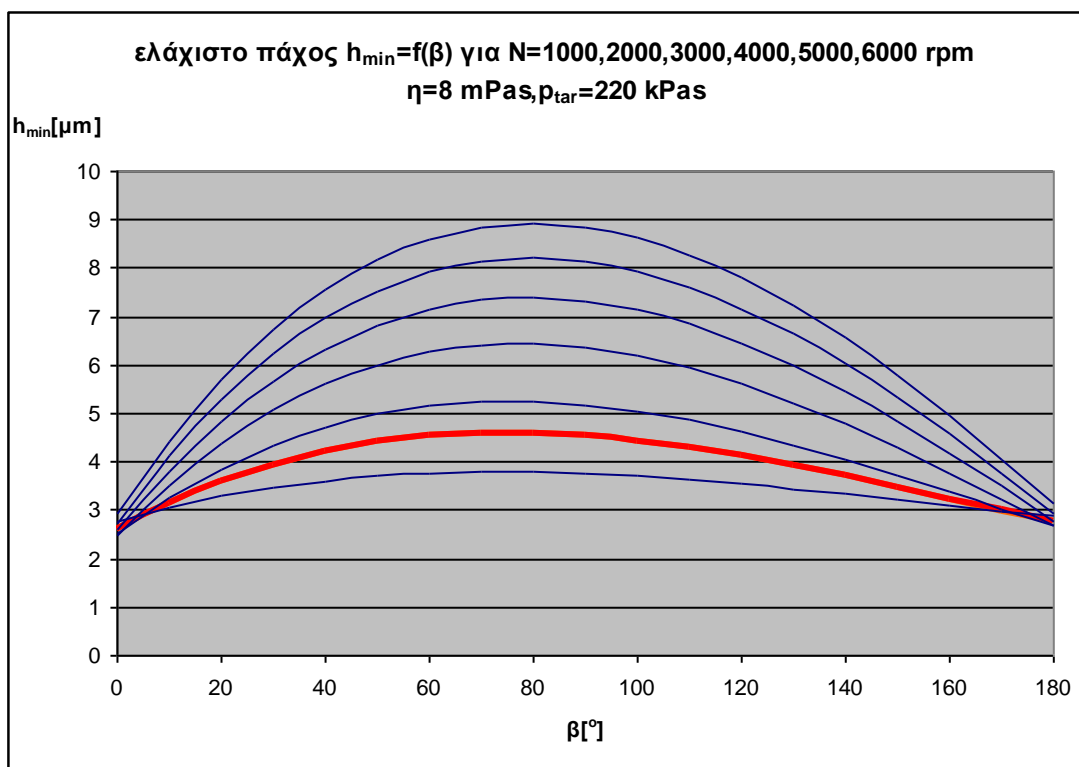
Σχήμα Π.4 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=5000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,82%



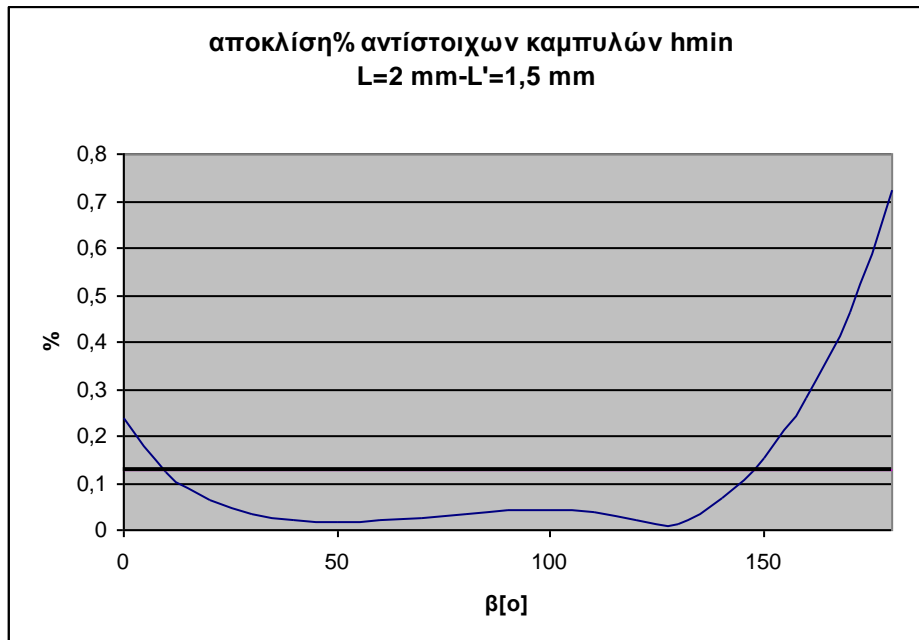
Σχήμα Π.5 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=4000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου ($N=2030$ rpm).



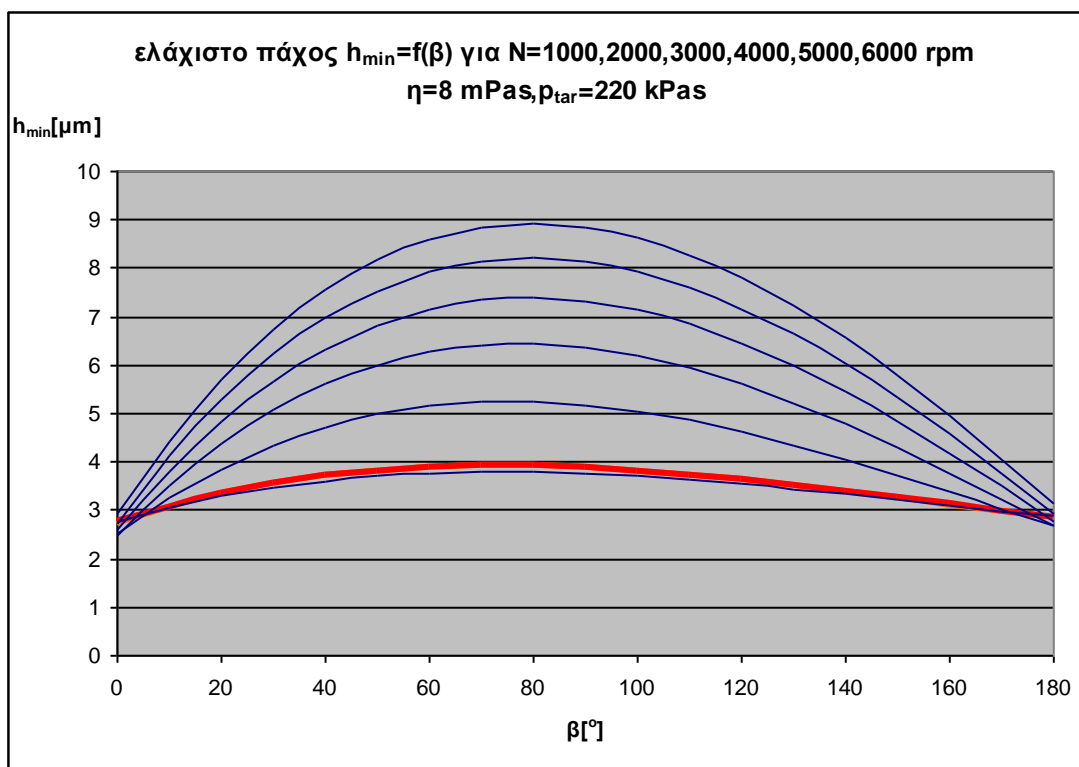
Σχήμα Π.6 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=4000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,30%



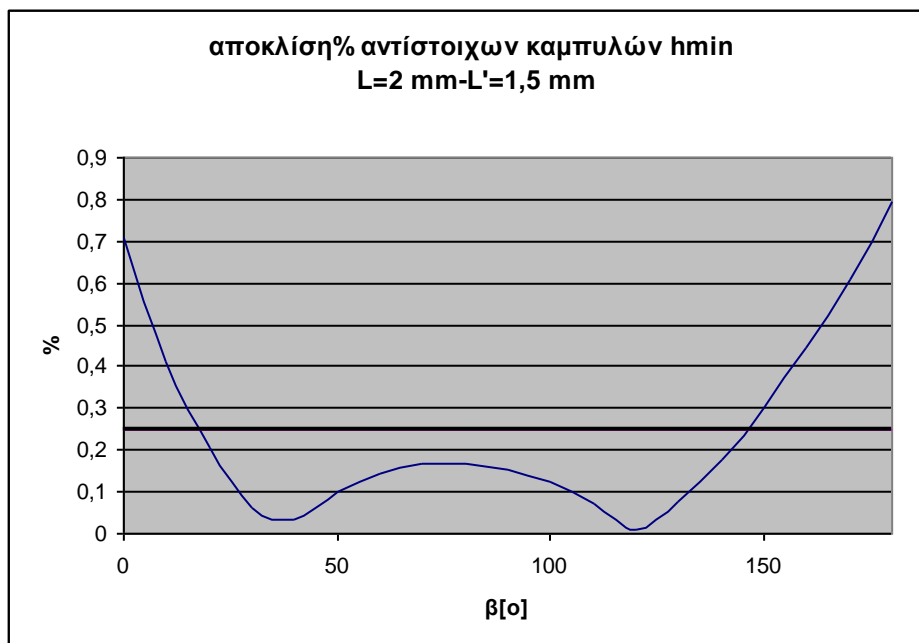
Σχήμα Π.7 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=3000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=1520$ rpm).



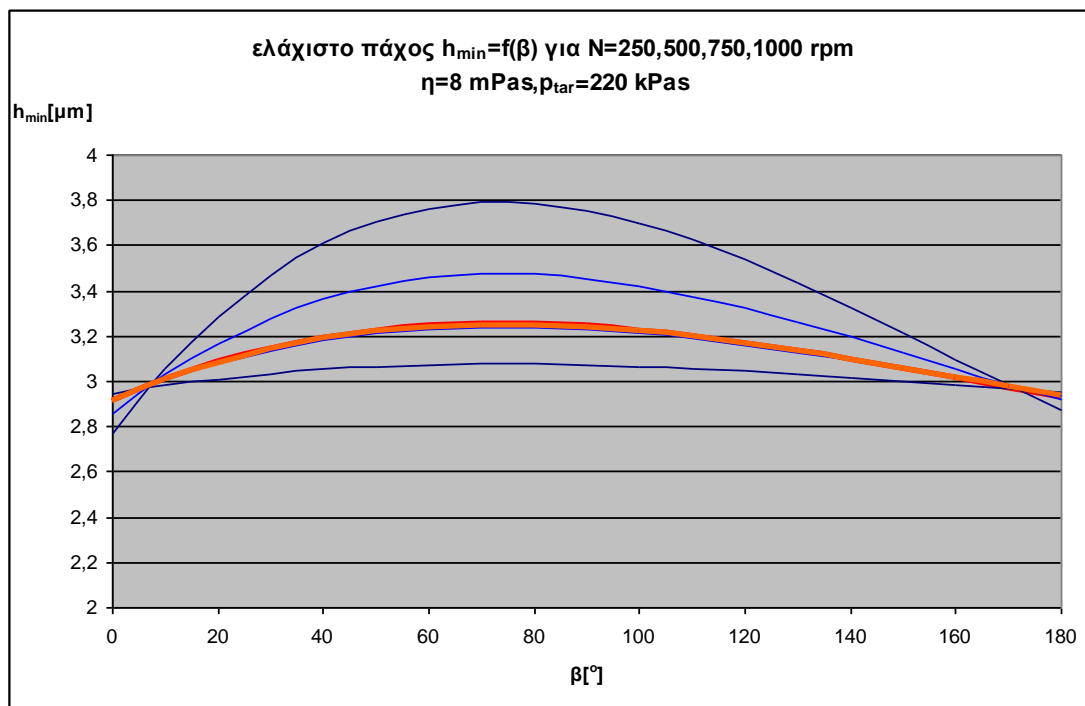
Σχήμα Π.8 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=3000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,12%



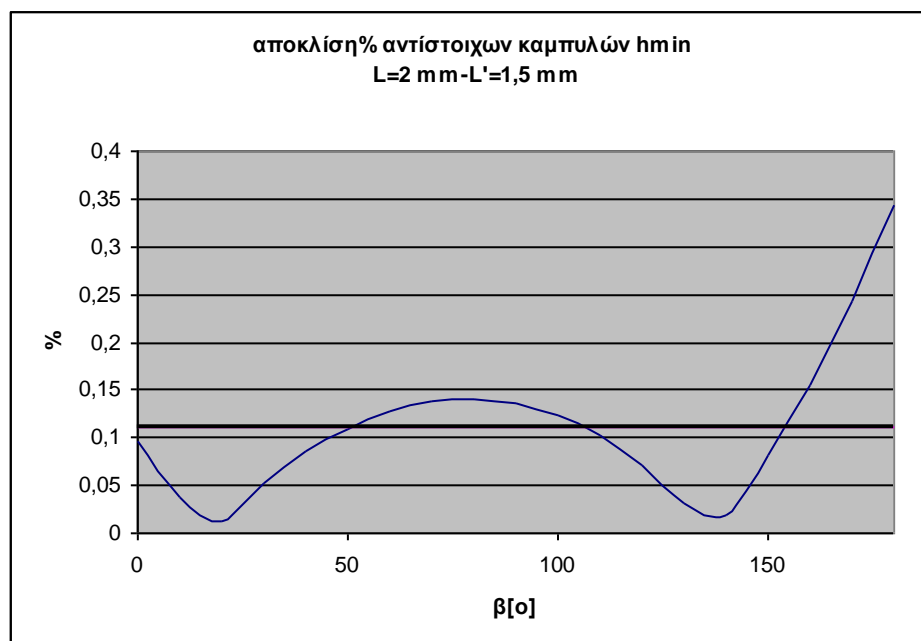
Σχήμα Π.9 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=2000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου ($N=1080$ rpm).



Σχήμα Π.10 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=2000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,25%



Σχήμα Π.11 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=1000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=510$ rpm).

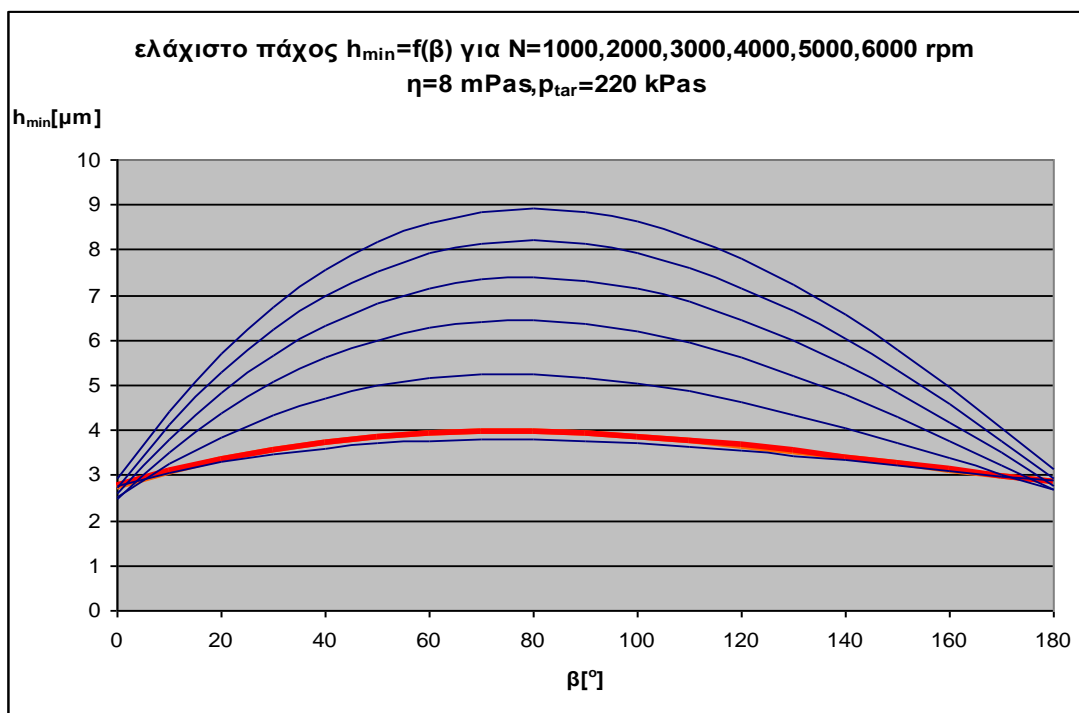


Σχήμα Π.12 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 75% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=1000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,11%

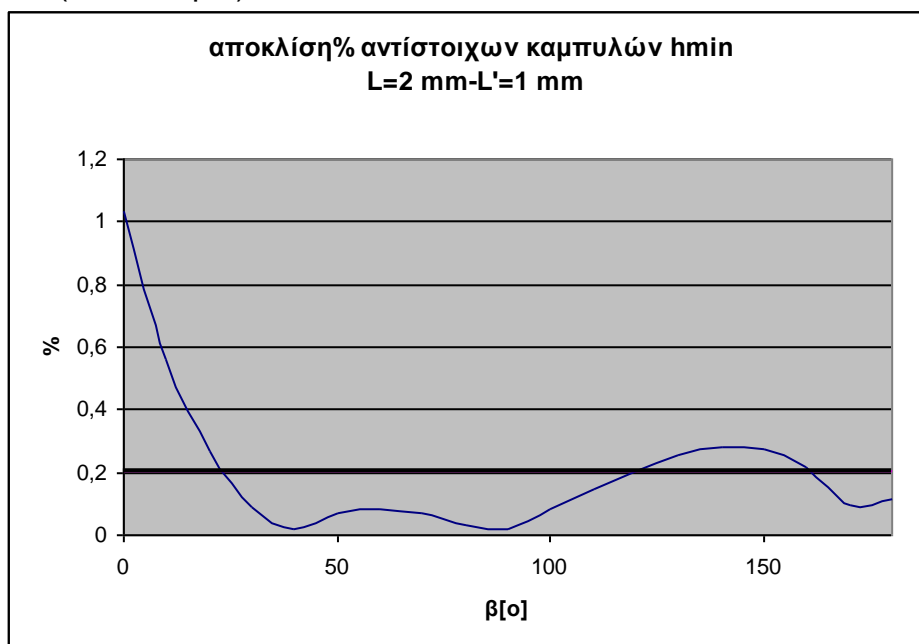
Αντιστοίχιση καμπυλών 50% λιπαινομένου δακτυλίου $L=1$ mm με καμπύλες πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου $L=2$ mm και ποσοστιαία απόκλιση αυτών .

50% λιπαινόμενος	Πλήρως λιπαινόμενος
6000 rpm	1100 rpm
5000 rpm	950 rpm
4000 rpm	780 rpm
3000 rpm	590 rpm
2000 rpm	400 rpm
1000 rpm	200 rpm

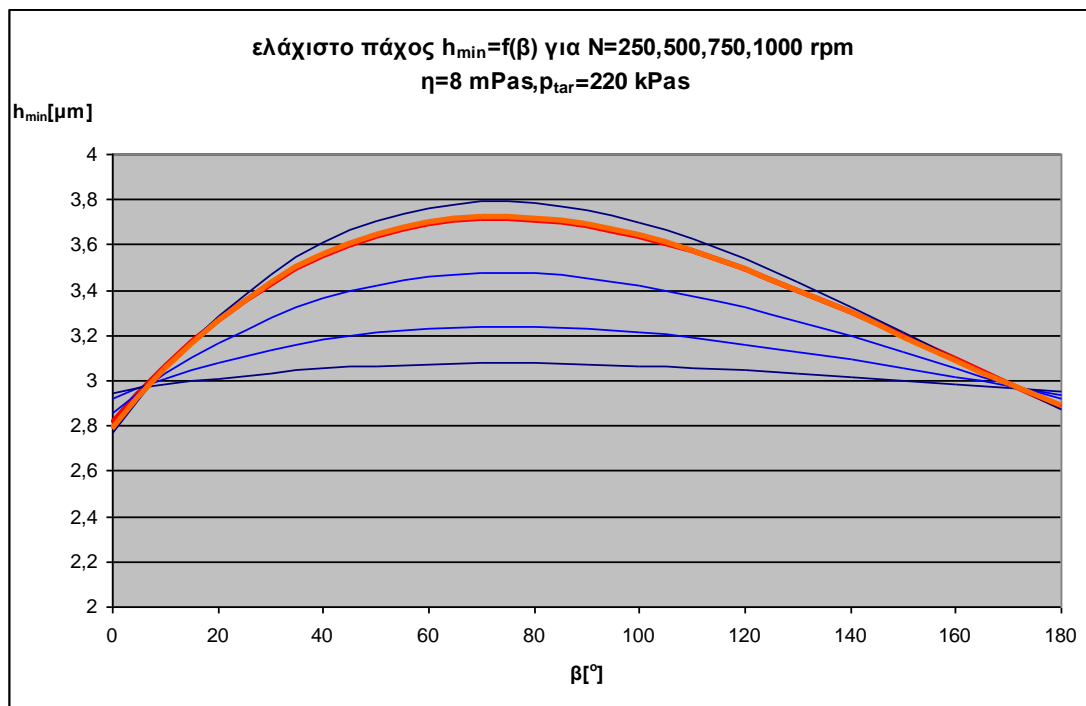
Πίνακας Π.2. Αντιστοίχιση στροφών κινητήρα ανάμεσα σε 50% λιπαινόμενου και πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου .



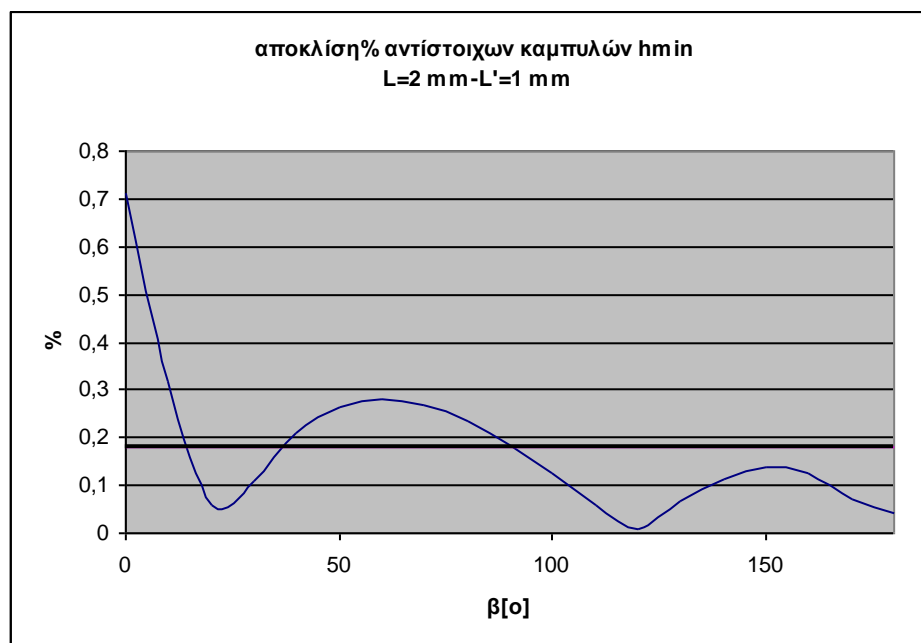
Σχήμα Π.13 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=6000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου ($N=1100$ rpm).



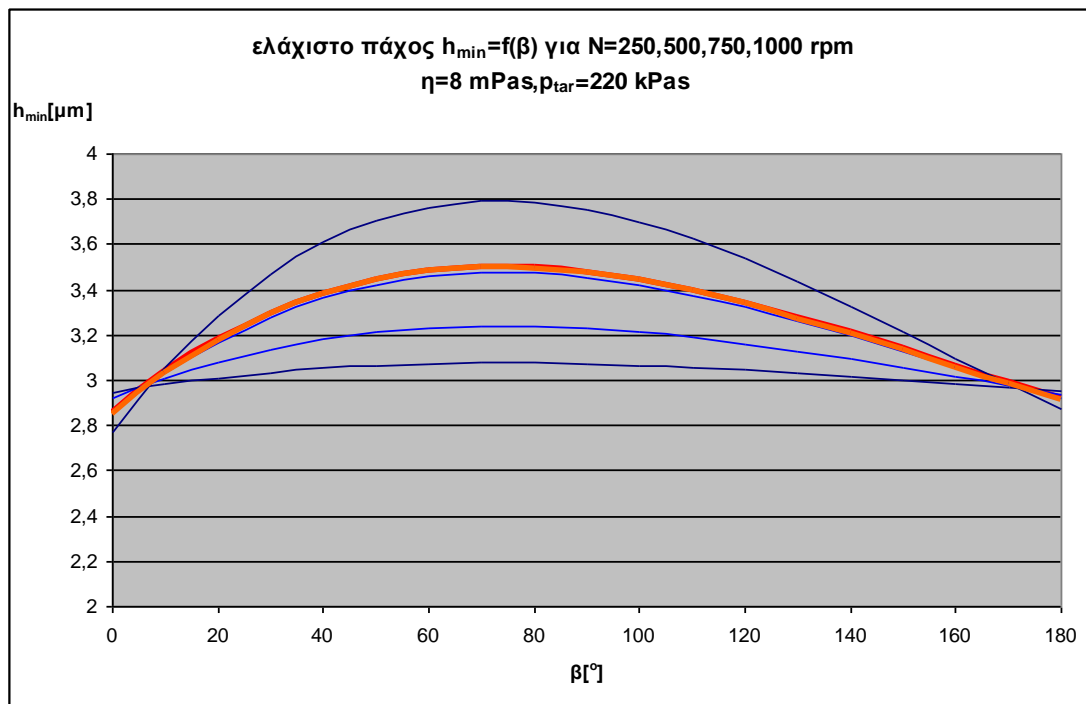
Σχήμα Π.14 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=6000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,20%



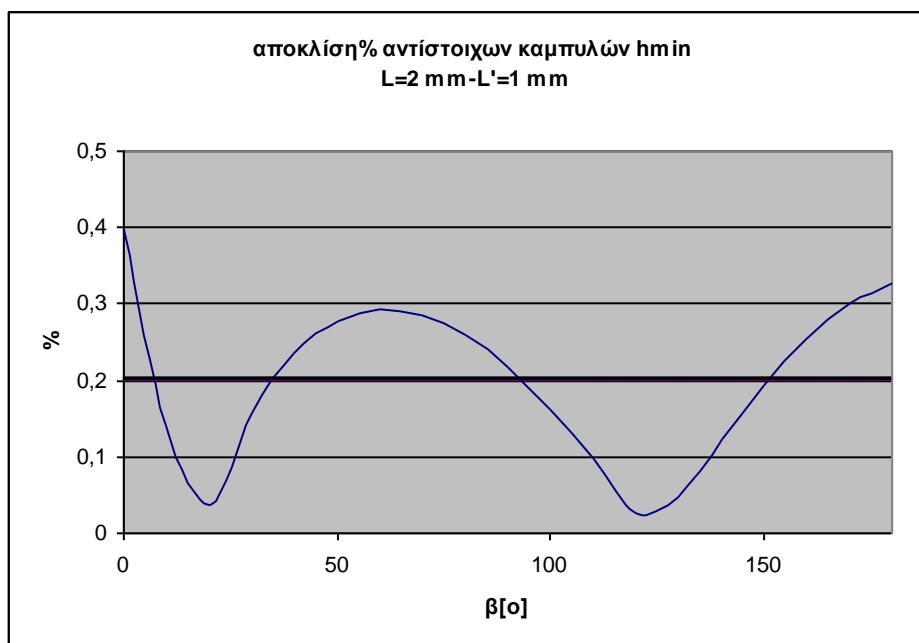
Σχήμα Π.15 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=5000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=950$ rpm).



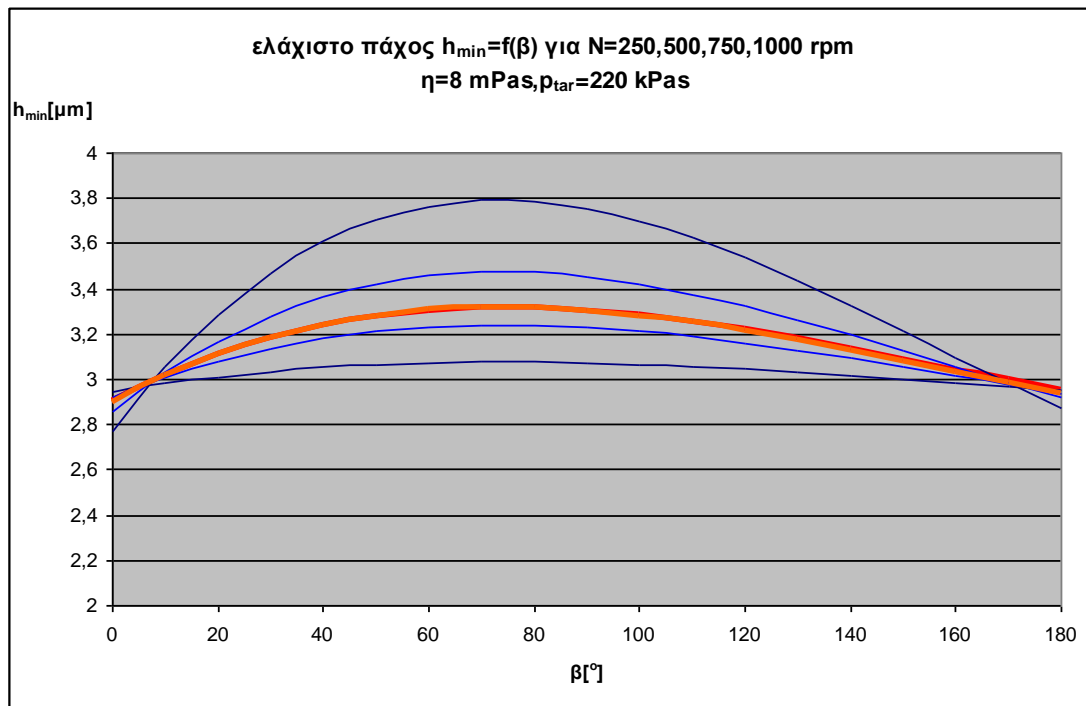
Σχήμα Π.16 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=5000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,17%



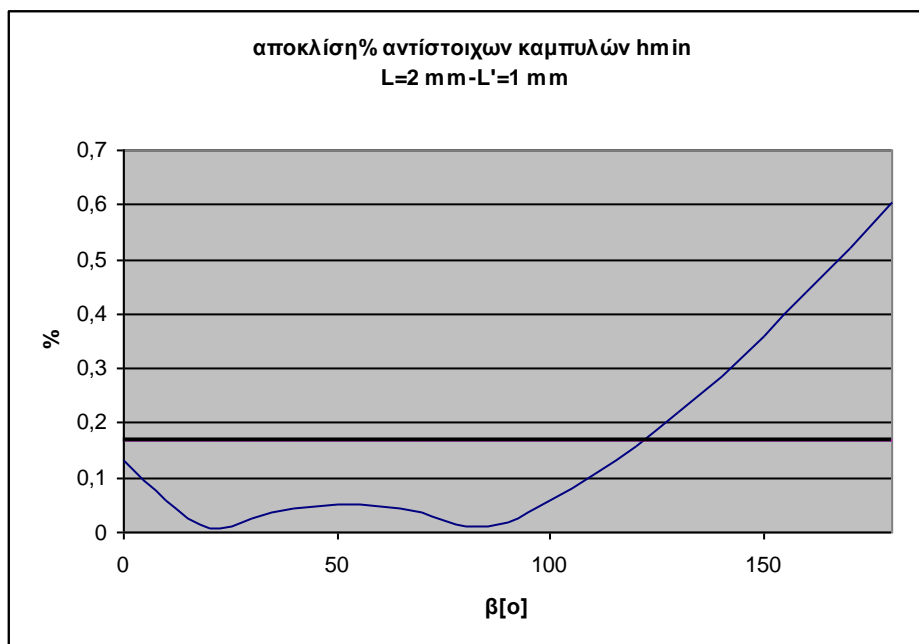
Σχήμα Π.17 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=4000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=780$ rpm).



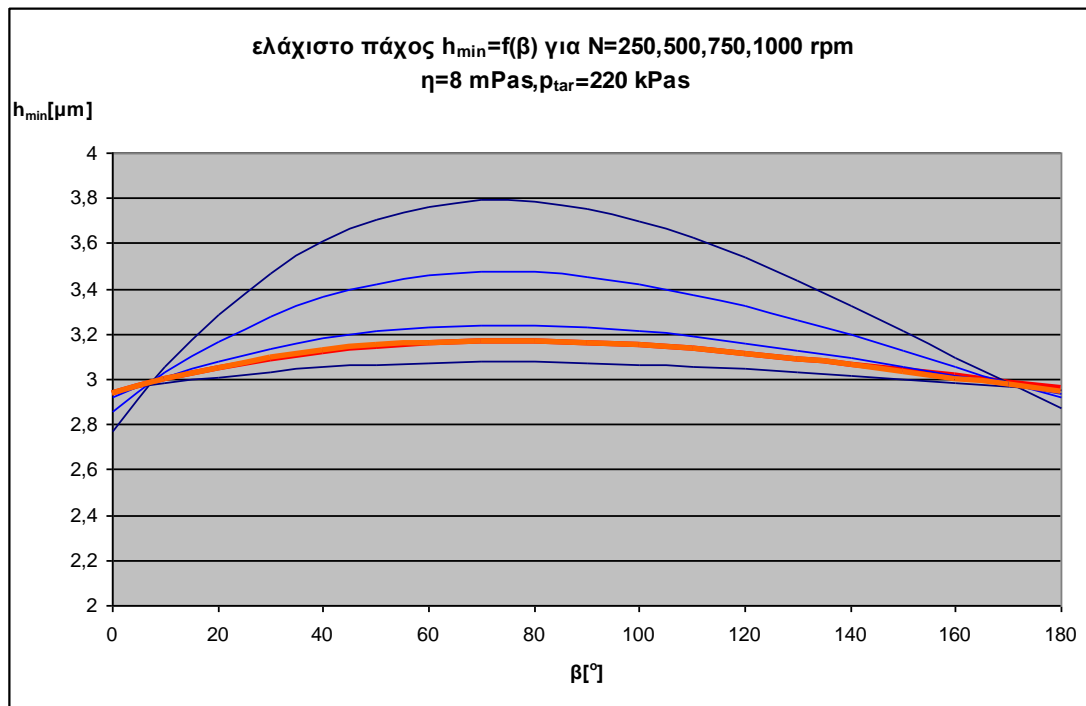
Σχήμα Π.18 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=4000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,20%



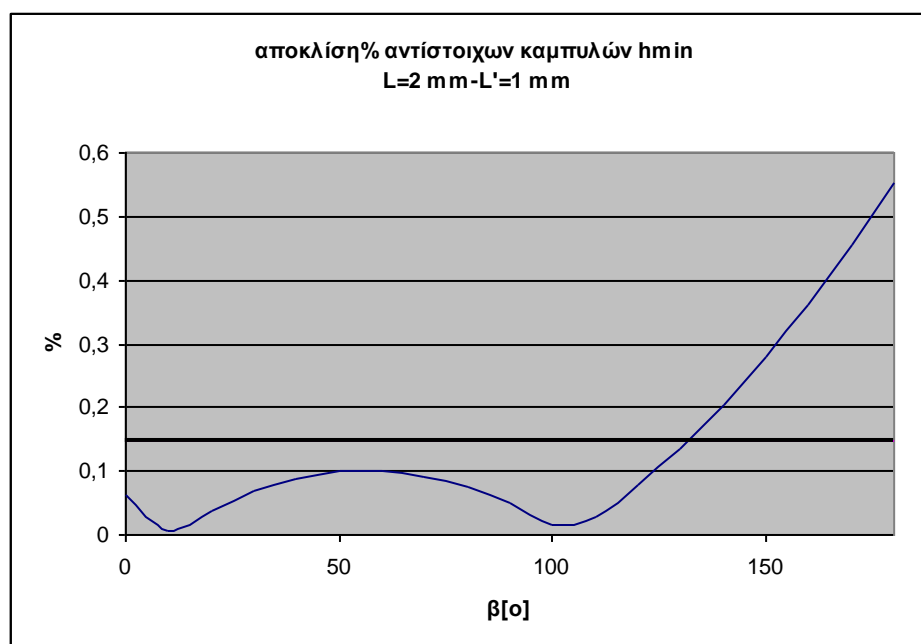
Σχήμα Π.19 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=3000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=590$ rpm).



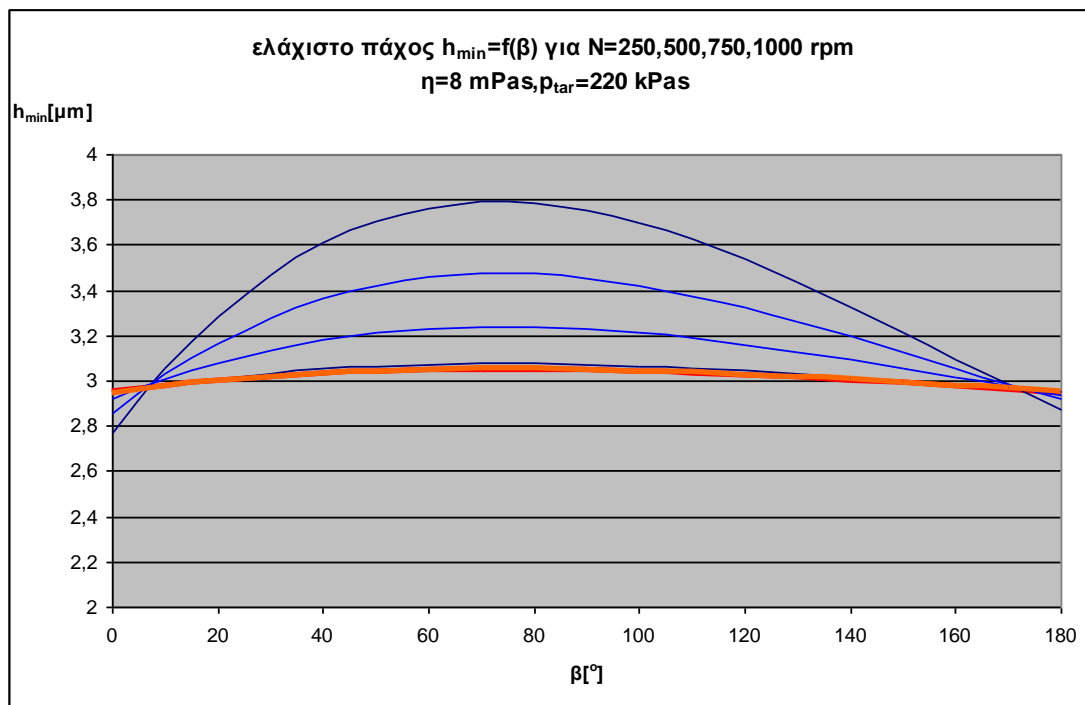
Σχήμα Π.20 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=3000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,16%



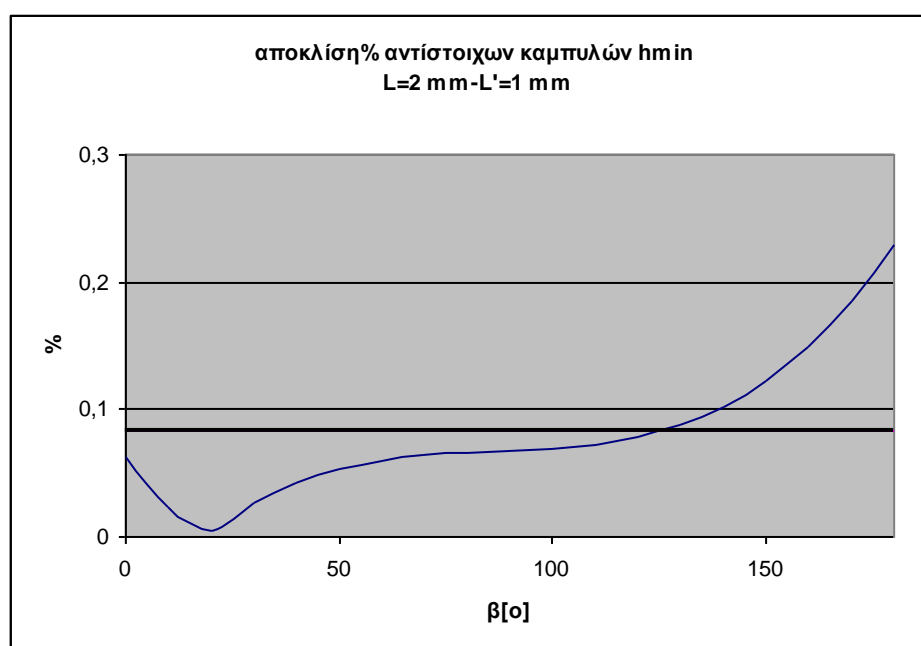
Σχήμα Π.21 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=2000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=400$ rpm).



Σχήμα Π.22 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=2000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,14%



Σχήμα Π.23 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=1000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=200$ rpm).

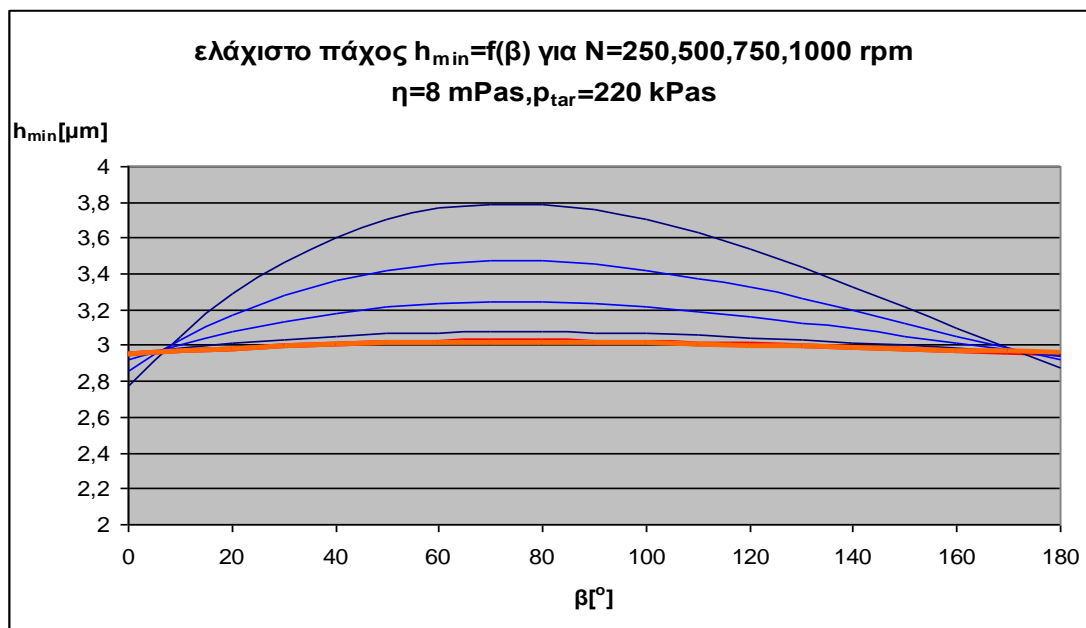


Σχήμα Π.24 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 50% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=1000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,08%

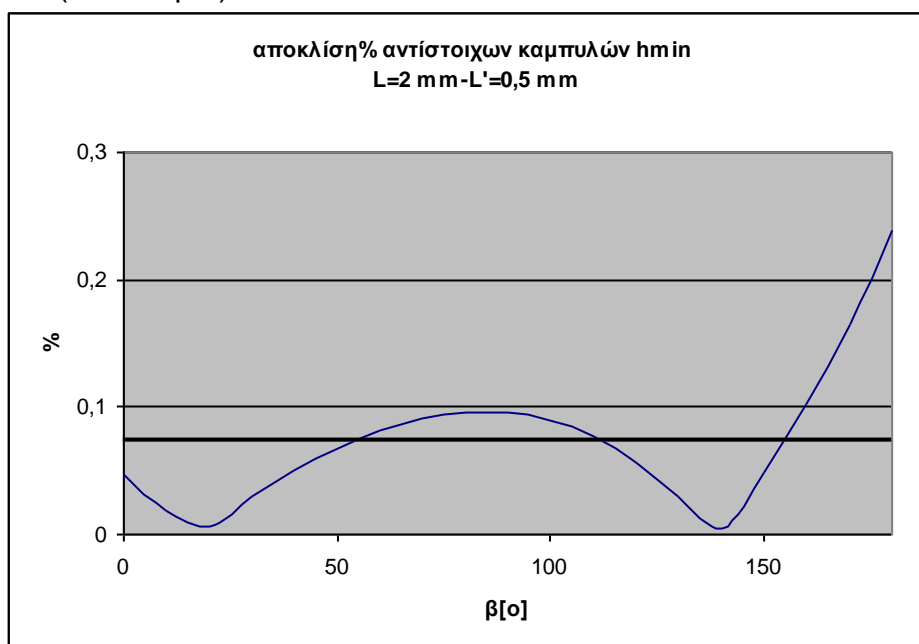
Αντιστοίχιση καμπυλών 25% λιπαινομένου δακτυλίου $L=0,5$ mm με καμπύλες πλήρως λιπαινομένου δακτυλίου $L=2$ mm και ποσοστιαία απόκλιση αυτών .

25% λιπαινόμενος	Πλήρως λιπαινόμενος
6000 rpm	120 rpm
5000 rpm	100 rpm
4000 rpm	80 rpm
3000 rpm	60 rpm
2000 rpm	40 rpm
1000 rpm	20 rpm

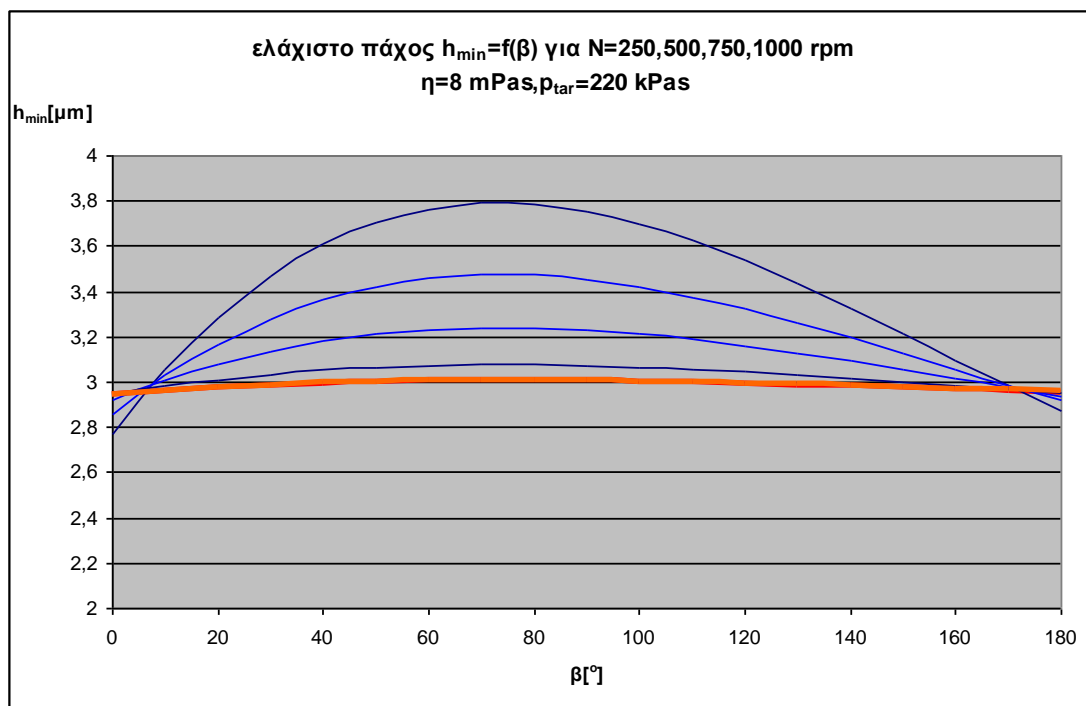
Πίνακας Π.3. Αντιστοίχιση στροφών κινητήρα ανάμεσα σε 25% λιπαινομένου και πλήρως λιπαινομένου δακτυλίου



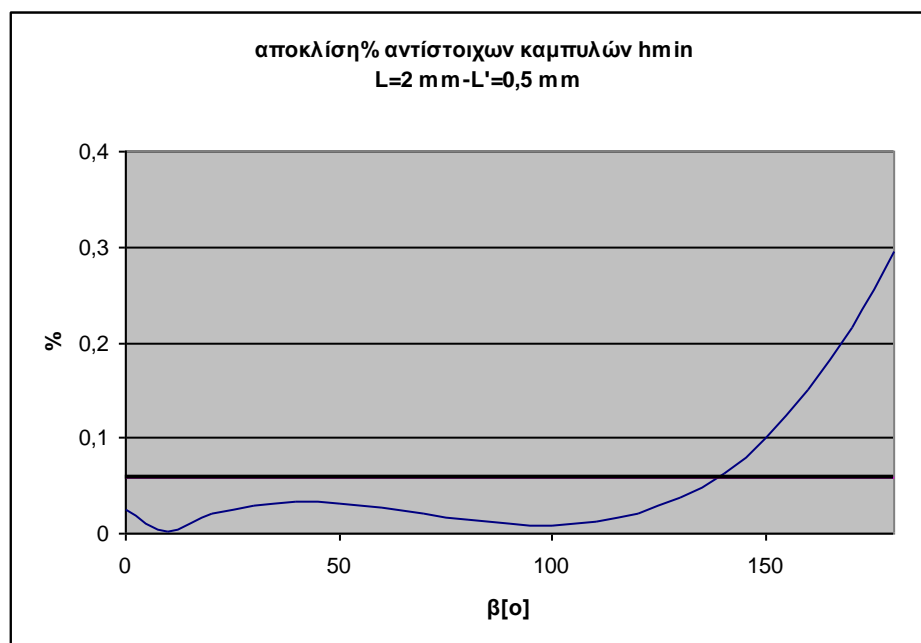
Σχήμα Π.25 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=6000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου ($N=120$ rpm).



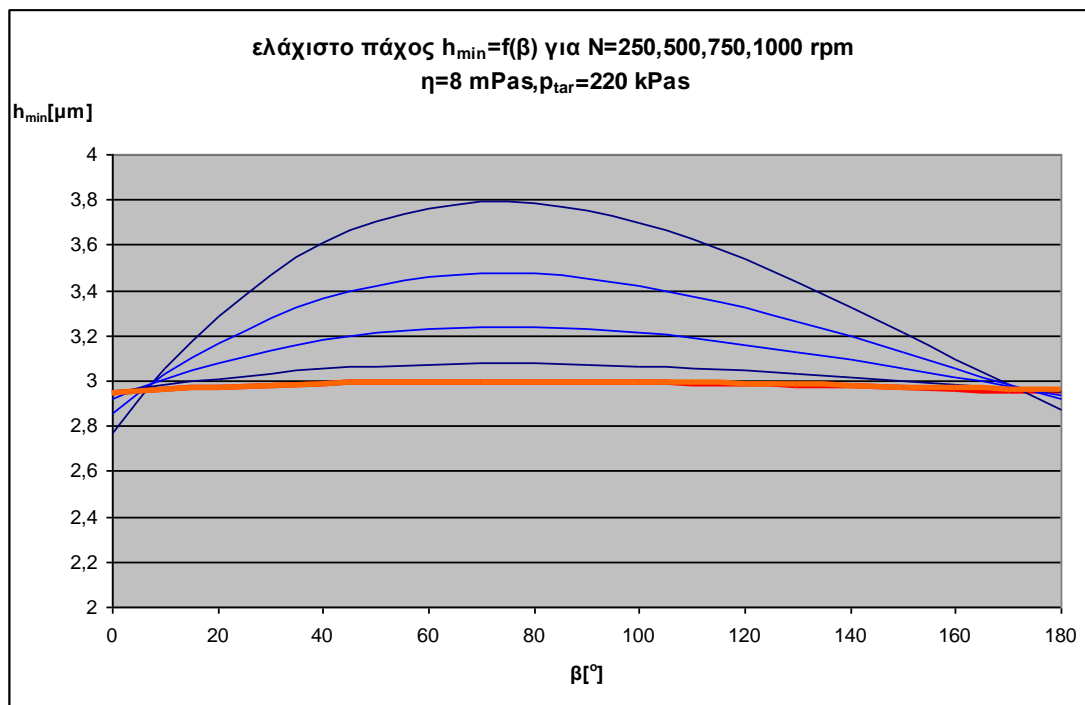
Σχήμα Π.26 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=6000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,07%



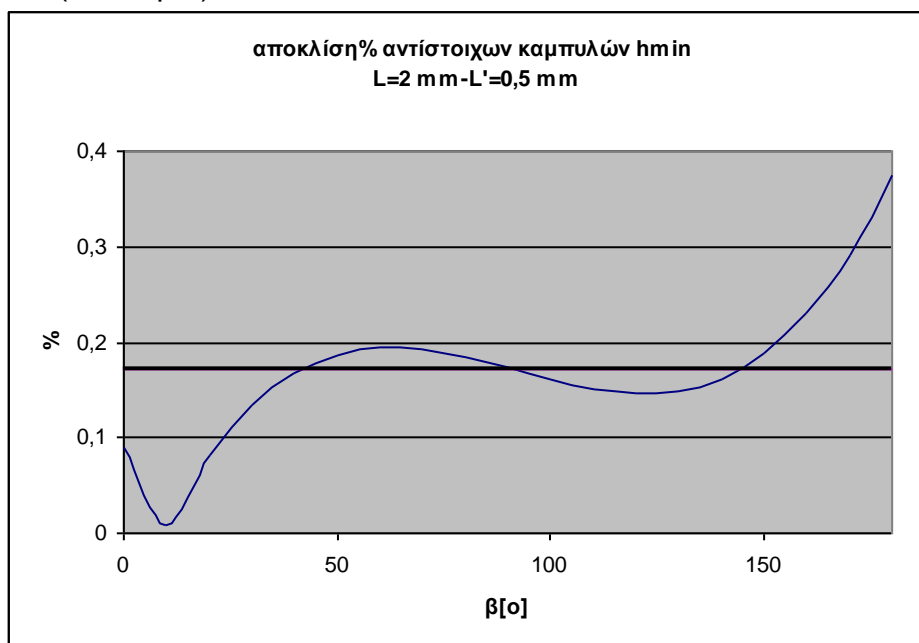
Σχήμα Π.27 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=5000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=100$ rpm).



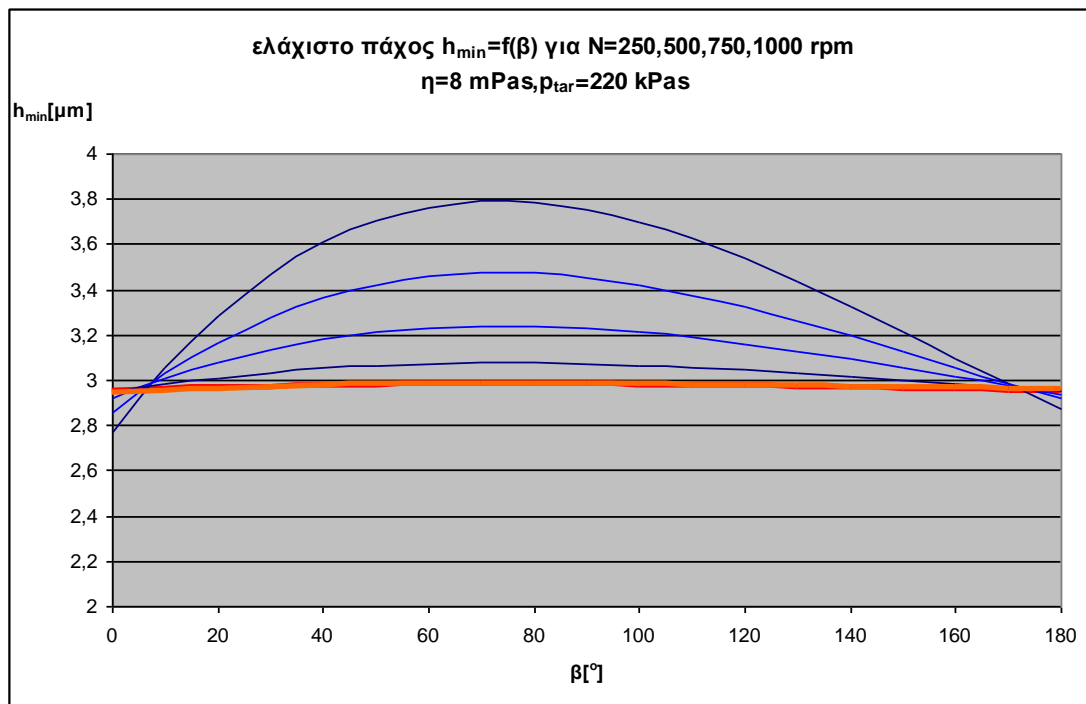
Σχήμα Π.28 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=5000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,06%



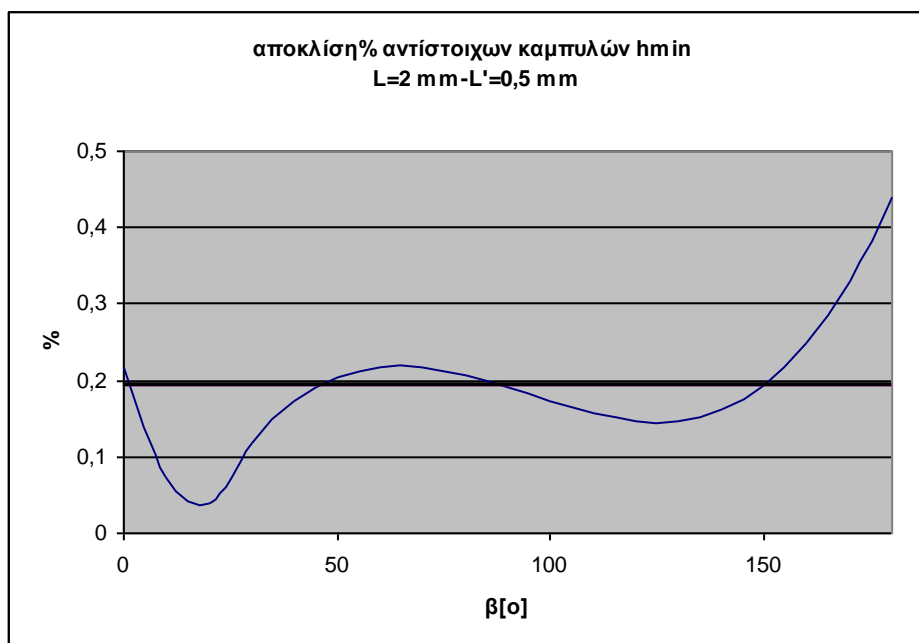
Σχήμα Π.29 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπανόμενου δακτυλίου για **$N=4000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπανόμενου δακτυλίου($N=80$ rpm).



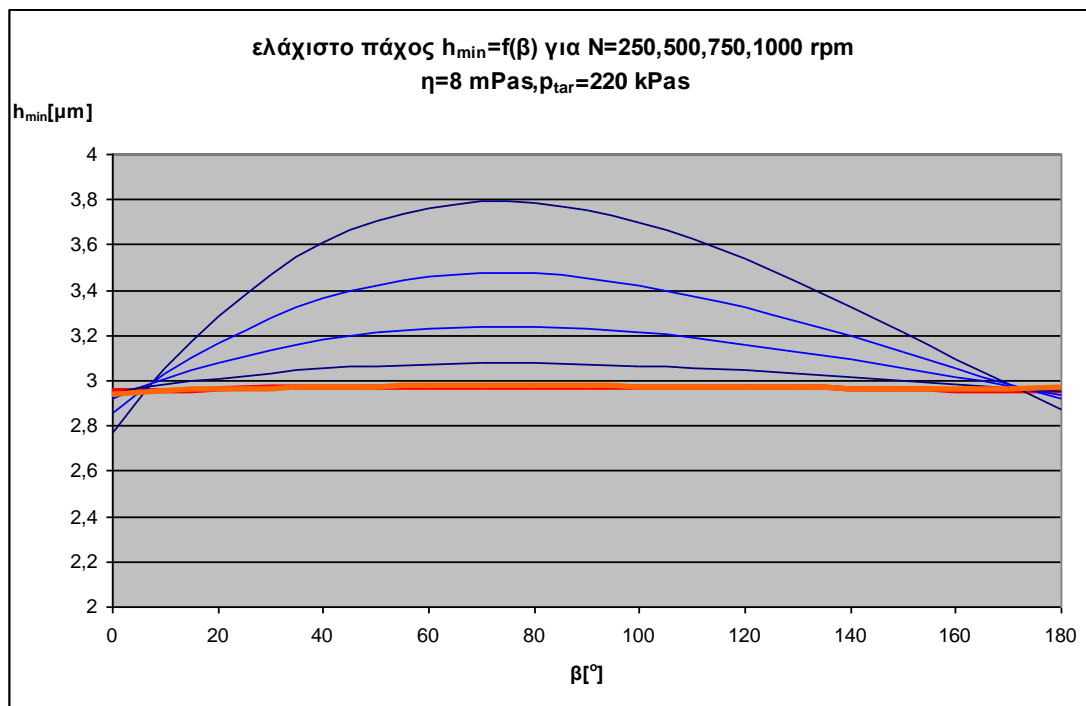
Σχήμα Π.30 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπανόμενου δακτυλίου για **$N=4000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπανόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,17%



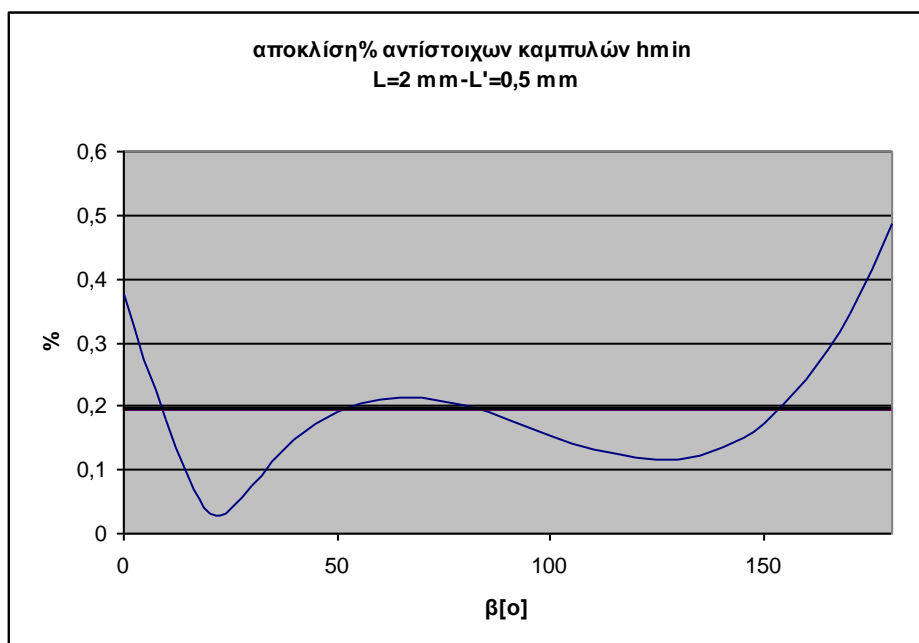
Σχήμα Π.31 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=3000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=60$ rpm).



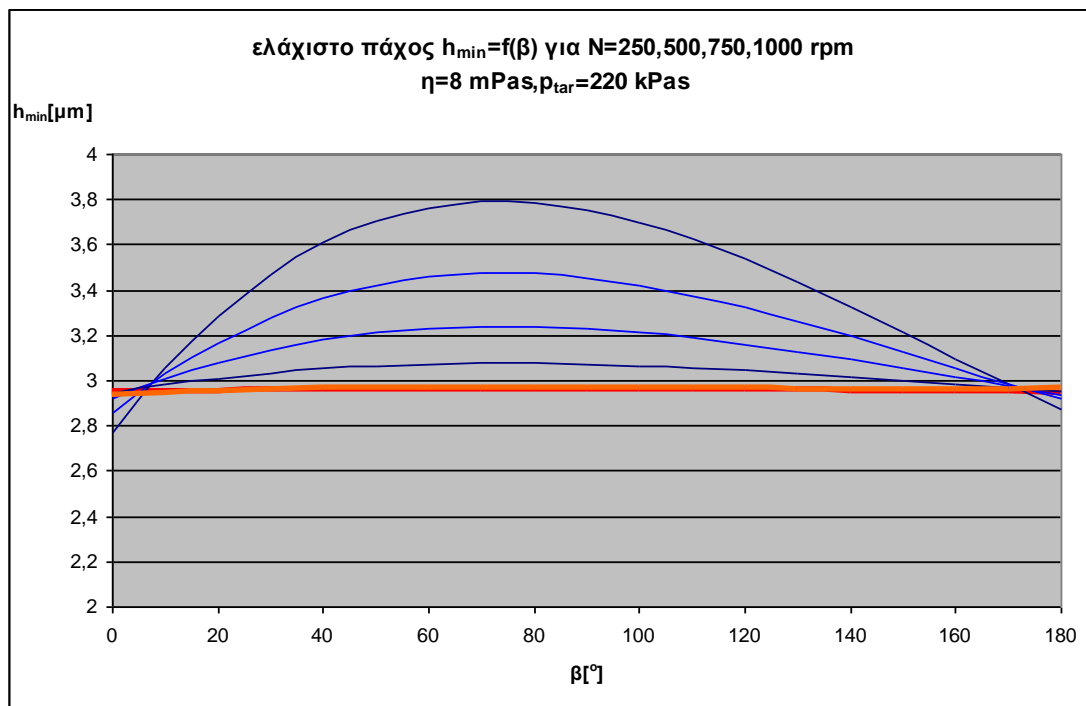
Σχήμα Π.32 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=3000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,19%



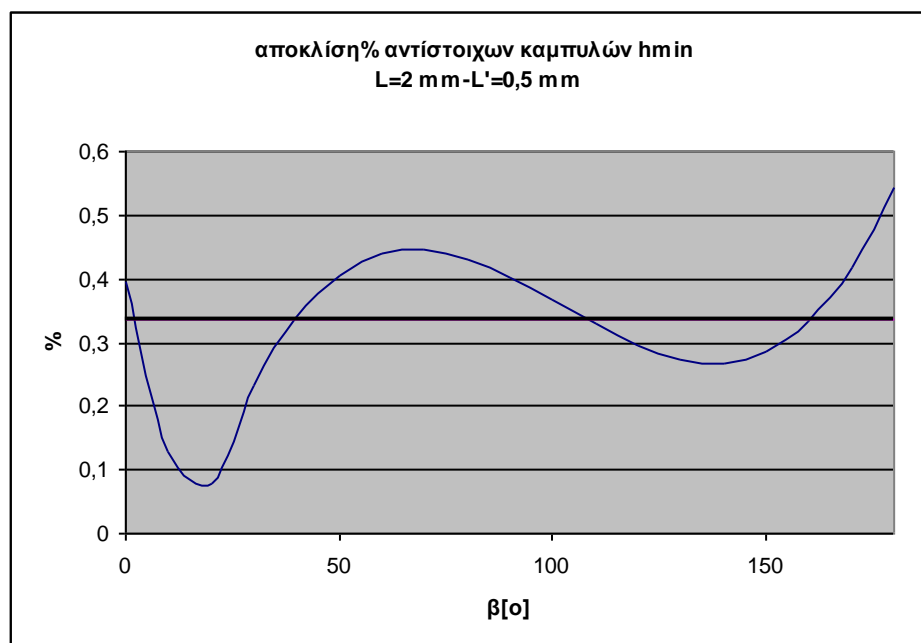
Σχήμα Π.33 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=2000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=40$ rpm).



Σχήμα Π.34 Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=2000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,20%



Σχήμα Π.35 Αντιστοίχιση καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=1000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου($N=20$ rpm).



Σχήμα Π.36Απόκλιση % καμπύλης ελάχιστου πάχους 25% λιπαινόμενου δακτυλίου για **$N=1000$ rpm** με καμπύλη πλήρως λιπαινόμενου δακτυλίου. Μέγεθος σφάλματος 0,33%

